

## Resumo

O presente trabalho foi desenvolvido no âmbito da disciplina de Dissertação do 5º ano do curso Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Universidade do Minho, opção Energias e Ambiente, em parceria com a Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto FEUP.

Este relatório tem como objetivo primordial o estudo do comportamento dinâmico de uma viatura escolhida, que neste caso foi o Alfa Romeo 156 1.8 TS. Este veículo será posteriormente introduzido para a formação de um novo troféu Desafio Único, categoria FEUP 3.

Para tal desenvolvimento, o estudo aborda vários temas, incidindo naqueles de maior importância tais como, características da geometria das suspensões, distribuição de massas e posição do centro de gravidade, barras estabilizadoras e sistema de travões.

Um ponto importante para a transformação de um carro de série num carro de competição é o seu processo de preparação, onde vários fatores empíricos são levados em consideração.

Foram feitos testes em pista com varias alterações de características do veículo com vista em verificar a sua influência na *performance* do carro.



## Agradecimentos

*Desde logo agradeço aos orientadores da minha tese pelo apoio prestado durante este árduo trabalho, como o é uma dissertação. Assim, agradeço ao Engenheiro Jorge José Gomes Martins e Engenheiro José Ferreira Duarte.*

*Ao à equipa de desenvolvimento do veículo, nomeadamente ao meu colega João Nuno Ferreira Pires.*

*Aos meus colegas Aníbal Silva, Filipe Neves e Bruno Moura que me acompanharam ao longo desta caminhada.*

*Aos meus irmãos Jorge Ferreira e Sónia Ferreira que sempre me ajudaram quando eu precisava e por fim à Luciana Silva pelo apoio que me deu e que muitas vezes tive de abdicar de estar com ela para prosseguir com o trabalho.*

*Dedico este trabalho aos dois grandes amores da minha vida: a minha mãe, que desde sempre me apoiou nesta minha longa e difícil caminhada de estudante, e ao meu pai que tornou financeiramente possível a minha graduação.*



## **Abstract**

This work was developed within the subject of Dissertation in the fifth year of Master's degree in Mechanical Engineering from the University of Minho, option Energy and Environment, in partnership with the Faculty of Engineering University of Porto FEUP.

This report has as primary objective the study of dynamic behavior of a selected vehicle, in this case was the Alfa Romeo 156 1.8 TS. This vehicle will be introduced later to the formation of a new Single Challenge trophy, category FEUP 3.

For such development, the study will address several issues, focusing on those of greater importance such as characteristics of the suspension geometry, weight distribution and position of center of gravity, stabilizer bars and brake system.

An important point for the transformation of a car in a car racing series is the preparation process, where several empirical factors are taken into consideration.

Tests were run on the track with several changes of characteristics of the vehicle in order to verify their influence on the performance of the car.



## Índice de Conteúdos

Resumo .....	iii
Agradecimentos .....	v
Abstract .....	vii
1 Introdução .....	1
1.1 Desafio Único .....	1
1.2 Categoria FEUP 3 .....	2
1.3 Objetivos do Projeto .....	3
1.4 Organização do relatório.....	3
2 Revisão bibliográfica .....	4
2.1 Estabilidade/ <i>Handling</i> .....	4
2.2 Sistemas de eixos .....	5
2.2.1 Movimento de um veículo.....	6
2.3 Funcionamento dos Pneus .....	8
2.3.1 Forças laterais .....	8
2.3.2 Sensibilidade de carga .....	10
2.3.3 <i>Aligning torque</i> e <i>Pneumatic trail</i> .....	12
2.3.4 Influência da pressão de ar .....	14
2.3.5 Efeitos da temperatura .....	15
2.4 <i>Camber</i> .....	15
2.5 Convergência .....	17
2.6 <i>Caster</i> .....	17
2.7 Geometria da suspensão .....	19
2.7.1 Graus de liberdade .....	19
2.7.2 Centro instantâneo de rotação .....	20
2.7.3 Centro de Rolamento .....	22
2.8 Tipos de suspensão .....	23
2.8.1 Eixos Rígidos.....	23
2.8.2 Suspensões independentes.....	23

2.9	Principais componentes dos sistemas de suspensão .....	26
2.9.1	Mola Semielíptica .....	26
2.9.2	Molas Helicoidais.....	27
2.9.3	Mola Pneumática.....	28
2.9.4	Amortecedor .....	28
2.9.5	Barra estabilizadora.....	32
2.10	Sistema de direção .....	34
2.10.1	Geometria de <i>Ackermann</i> .....	35
2.10.2	<i>Ride e Roll Rate</i> .....	35
2.11	Carga nos pneus .....	40
2.11.1	Localização do centro de gravidade .....	40
2.11.2	Localização do centro de gravidade da massa suspensa .....	43
2.11.3	Transferência lateral de massa .....	46
2.11.4	Transferência longitudinal de massa .....	51
2.12	Sistema de travão de disco .....	52
2.12.1	Princípio de funcionamento .....	53
2.12.2	<i>Fading</i> nos discos de travão .....	55
2.12.3	Material de atrito .....	56
2.12.4	Fluido de travão.....	56
3	Preparação da viatura .....	57
4	Sessões de testes em pista .....	63
4.1	Primeira sessão de testes.....	63
4.2	Segunda sessão de testes.....	64
4.3	Terceira sessão de testes .....	67
5	Abordagem do problema.....	70
5.1	Levantamento Geométrico.....	70
5.1.1	Altura ao solo .....	71
5.1.2	Centros Instantâneos e Centros de Rolamento.....	71
5.2	Distribuição de Massa.....	76
5.2.1	Massas Suspensas e Não Suspensas.....	76



5.2.2	Centro de gravidade.....	77
5.3	Transferência lateral de massa.....	79
5.4	Transferência longitudinal de massa .....	83
5.5	Barras estabilizadoras .....	84
5.6	Estudo dos travões .....	86
5.6.1	Estudo térmico.....	87
6	Conclusões .....	91
7	Referencias.....	92
8	Bibliografia .....	93
A.	Variação da velocidade e da distância de travagem com a desaceleração .....	96
B.	Tempo de arrefecimento do disco .....	104

## Índice de Figuras

Figura 1.1 – Largada de uma corrida FEUP 1 [1] .....	1
Figura 1.2 – Corrida da categoria FEUP 2 [2] .....	2
Figura 1.3 – Alfa Romeo 156 1.8 twin Spark .....	2
Figura 2.1 – Sistema de Coordenadas de um veículo [3] .....	5
Figura 2.2 – Sistema de eixos do veículo [3] .....	6
Figura 2.3 – <i>Heading</i> , <i>sideslip</i> e <i>course angle</i> [3] .....	7
Figura 2.4 – Mecanismo de deformação do pneu no domínio elástico [3] .....	9
Figura 2.5 – Força lateral vs <i>Slip Angle</i> para varias cargas [3] .....	10
Figura 2.6 – Coeficiente de Força lateral vs <i>slip angle</i> [3] .....	11
Figura 2.7 – <i>Aligning Torque</i> vs <i>slip angle</i> para diferentes cargas [3] .....	13
Figura 2.8 – <i>Pneumatic</i> e <i>mechanical trail</i> [3] .....	13
Figura 2.9 – Ângulo de <i>Camber</i> [4] .....	16
Figura 2.10 – Desgaste do pneu com variação do <i>Camber</i> [4] .....	16
Figura 2.11 – Ângulo de convergência [4] .....	17
Figura 2.12 – Ângulo de <i>Caster</i> [4] .....	18
Figura 2.13 – Graus de liberdade e movimentos da suspensão [3] .....	19
Figura 2.14 – Cinco restrições no sistema à esquerda <i>MacPherson</i> e à direita Duplo A [3] .....	20
Figura 2.15 – Centro instantâneo de rotação [3] .....	20
Figura 2.16 – Eixo instantâneo [3] .....	21
Figura 2.17 – Variação do <i>camber</i> com o deslocamento vertical da suspensão em função do comprimento do braço oscilante [3] .....	21
Figura 2.18 – Construção do centro de rolamento [3] .....	22
Figura 2.19 – Eixo de Rolamento e momento em torno do centro de gravidade [5] .....	22
Figura 2.20 – Eixo rígido com molas semielípticas [6] .....	23

Figura 2.21 – Suspensão Braço de Arrasto [6].....	24
Figura 2.22 – Suspensão duplo triângulo [6] .....	24
Figura 2.23 – Suspensão dianteira <i>MacPherson</i> [6].....	25
Figura 2.24 – Suspensão traseira <i>MacPherson</i> .....	26
Figura 2.25 – Mola semielíptica convencional [7].....	26
Figura 2.26 – Molas Helicoidais [8].....	27
Figura 2.27 – Mola pneumática [9] .....	28
Figura 2.28 – Amortecedor de atrito ceco com discos deslizantes ( <i>Truffaul-Hartford</i> ) ...	29
Figura 2.29 – Amortecedor de atrito ceco com cinta enrolada ( <i>Gabriel Snubber</i> ) .....	29
Figura 2.30 – Amortecedor hidráulico com alavanca ( <i>Houdaille</i> ).....	30
Figura 2.31 – Amortecedor com alavanca e telescópico .....	30
Figura 2.32 – Amortecedores hidráulicos telescópicos de tubo duplo e tubo simples.....	30
Figura 2.33 – Característica de amortecimento x configuração das cavidades.....	31
Figura 2.34 – Configuração das cavidades para variadas finalidades e aplicações .....	32
Figura 2.35 – Barra estabilizadora montada sobre uma suspensão dianteira [4] .....	33
Figura 2.36 – Esquema de funcionamento do sistema de direção. 3- braços da direção esquerdo e direito; 7- terminais esféricos de ligação do tirante da caixa ao braço; 8- caixa de direção do tipo pinhão e cremalheira [4] .....	34
Figura 2.37 – a) Ackerman b) Paralelo C) Ackermann reverso [3] .....	35
Figura 2.38 – Alavancagem numa uma suspensão simples [3].....	39
Figura 2.39 – Localização horizontal do centro de gravidade [3].....	41
Figura 2.40 – Localização da altura do centro de gravidade [3] .....	42
Figura 2.41 – Localização lateral e longitudinal da massa suspensa [3].....	44
Figura 2.42 – Altura do centro de gravidade de massa suspensa [3] .....	45
Figura 2.43 – Transferência lateral de massa [3] .....	46
Figura 2.44 – Transferência lateral de massa [3] .....	48
Figura 2.45 – Transferência longitudinal de massa [3] .....	51

Figura 2.46 – Sistema de travão de uma bicicleta [10].....	52
Figura 2.47 – Evolução sistema de travagem .....	52
Figura 2.48 – Travão de tambor alhetado em alumínio [11] .....	53
Figura 2.49 – Travão de disco não ventilado [12] .....	54
Figura 2.50 – Disco de travão ventilado [13] .....	54
Figura 2.51 – Disco de travão ranhurado e furado [14].....	54
Figura 2.52 – Principais materiais empregues nos discos de travão e respetiva faixa de utilização [15] .....	55
Figura 2.53 – Força de atrito <i>versus</i> Temperatura .....	55
Figura 3.1 – Desmontagem do veículo .....	59
Figura 3.2 – Recorte no túnel central.....	60
Figura 3.3 – Chapa em L soldada .....	60
Figura 3.4 – Montagem da instalação elétrica .....	60
Figura 3.5 – Colocação do motor 1.8 TS.....	61
Figura 3.6 – Passagem do sistema de comando da caixa pelo interior do habitáculo .....	61
Figura 3.7 – Amortecedores já modificados.....	62
Figura 4.1 – Circuito Vasco Sameiro [17].....	63
Figura 5.1 – Distância entre eixos .....	70
Figura 5.2 – Largura da via da frente.....	71
Figura 5.3 – Suspensão da frente .....	72
Figura 5.4 – Desenho da suspensão da frente.....	73
Figura 5.5 – Suspensão traseira .....	73
Figura 5.6 – Desenho da suspensão traseira .....	74
Figura 5.7 – Altura do centro de rolamento da suspensão da frente.....	74
Figura 5.8 – Altura do centro de rolamento da suspensão traseira .....	75
Figura 5.9 – Eixo de rolamento .....	75

Figura 5.10 – Pontos medidos para cálculo da alavancagem da suspensão da frente .....	80
Figura 5.11 – Pontos medidos para o cálculo da suspensão de trás .....	81
Figura 5.12 – Velocidade vs Tempo para desaceleração de 1 g.....	86
Figura 5.13 – Distancia vs Tempo para desaceleração de 1 g.....	86
Figura 5.14 – Velocidade vs Tempo para 0,8 g de desaceleração.....	86
Figura 5.15 – Distancia vs Tempo para 0,8 g de desaceleração .....	86
Figura 5.16 – Velocidade vs Tempo para 1,2 g de desaceleração.....	87
Figura 5.17 – Distancia vs Tempo para 1,2 g de desaceleração .....	87
Figura 5.18 – Nomenclatura disco de travão.....	88
Figura 5.19 – Gráfico de arrefecimento em ordem ao tempo .....	90

## Índice de Tabelas

Tabela 2.1 – Gradientes de rolamento típicos [3] .....	38
Tabela 2.2 – Modificações na evolução do sistema de travão de disco.....	53
Tabela 3.1 – Características técnicas do Alfa Romeo 156 1.8 TS [16] .....	57
Tabela 4.1 – Tempos da primeira sessão de testes .....	64
Tabela 4.2 – Valores de <i>camber</i> e convergência da segunda sessão de testes .....	65
Tabela 4.3 – Tempos por volta da segunda sessão de testes.....	65
Tabela 4.4 – Pressões de ar nos pneus registadas .....	65
Tabela 4.5 – Temperaturas registadas nos vários pneus.....	65
Tabela 4.6 – Tempos por volta do segundo teste do segundo dia de sessão de testes.....	66
Tabela 4.7 – Pressões de ar nos pneus antes e após o segundo teste .....	66
Tabela 4.8 – Temperaturas registadas nos vários pneus.....	66
Tabela 4.9 – Valores de <i>camber</i> e convergência da terceira sessão de testes.....	67
Tabela 4.10 – Pressões a frio dos pneus .....	67
Tabela 4.11 – Tempos por volta do primeiro teste do terceiro dia de sessão de testes ....	67
Tabela 4.12 – Temperaturas registadas nos vários pneus após primeiro teste .....	68
Tabela 4.13 – Pressões a quente dos pneus .....	68
Tabela 4.14 – Pressões a frio dos pneus para segundo teste.....	68
Tabela 4.15 – Tempos por volta do segundo teste do terceiro dia de sessão de testes.....	68
Tabela 4.16 – Valores de <i>camber</i> e convergência no segundo teste do dia.....	69
Tabela 4.17 – Tempos por volta do terceiro teste do terceiro dia de sessão de testes .....	69
Tabela 4.18 – Tempos por volta do terceiro teste do terceiro dia de sessão de testes .....	69
Tabela 5.1 – Parâmetros geométricos .....	70
Tabela 5.2 – Alturas ao solo .....	71
Tabela 5.3 – Altura do centro de rolamento, comprimento do braço oscilante e taxa de variação de <i>camber</i> .....	76

Tabela 5.4 – Massas não suspensas.....	77
Tabela 5.5 – Valores admitidos para o calculo deste metodo [3].....	81
Tabela 5.6 – Distribuição de massas por roda em kg.....	83
Tabela 5.7 – Distribuição de massas por eixo em travagem .....	84
Tabela A.1 – Variação da velocidade e distância de travagem em ordem ao tempo para 1 g de desaceleração.....	96
Tabela A.2 – Variação da velocidade e distância de travagem em ordem ao tempo para 0,8 g de desaceleração.....	98
Tabela A.3 – Variação da velocidade e distância de travagem em ordem ao tempo para 1,2 g de desaceleração.....	102
Tabela B.1 – Tempo de arrefecimento do disco.....	104





# **1 Introdução**

Este trabalho, encontra-se inserido no âmbito da unidade curricular da Dissertação do 5º ano do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Universidade do Minho em parceria com a Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP). O projeto tem como objetivo a evolução de uma viatura para competição da marca Alfa Romeo para inserção no desafio único.

## **1.1 Desafio Único**

No ano 2006, os alunos da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto no âmbito dos projetos LIDERA, desenvolveram um projeto para a criação de uma competição automóvel (troféu) de baixo custo na vertente de velocidade. O automóvel escolhido na categoria que hoje se designa por FEUP 1 foi o Fiat Uno 45 s (Figura 1.1) que se estreou no ano de 2007 nos circuitos de velocidade portugueses.



**Figura 1.1 – Largada de uma corrida FEUP 1 [1]**

Devido ao sucesso alcançado logo no primeiro ano deste troféu, foi posta a ideia de criar uma evolução deste conceito. Foi então que no ano de 2009 foi criada uma nova categoria, FEUP 2, onde se optou por um carro com uma performance superior ao Fiat Uno mas mantendo os baixos custos de investimento, sendo ele o Fiat Punto Sport 85 16V (figura 1.2).



**Figura 1.2 – Corrida da categoria FEUP 2 [2]**

Esta nova categoria, à semelhança da FEUP 1, conseguiu um enorme sucesso.

Visto que o desporto motorizado é muito dispendioso, e com o intuito de manter uma elevada adesão de pilotos mantendo os custos de investimento bastante baixos e um nível competitivo entre pilotos muito elevado, surge então a ideia de evoluir mais um pouco, criando um novo desafio FEUP 3.

## **1.2 Categoria FEUP 3**

Para esta nova categoria FEUP 3 do Desafio Único, a viatura escolhida foi o Alfa Romeo 156 1.8 Twin Spark (figura 1.3). Este modelo possui uma potência de 144 cv e um binário de 169 Nm às 3500 rpm, dando a este veículo uma boa base para a construção de um automóvel de competição.



**Figura 1.3 – Alfa Romeo 156 1.8 twin Spark**

### **1.3 Objetivos do Projeto**

Este projeto tem como principais objetivos a caracterização do comportamento dinâmico do Alfa Romeo 156 1.8, bem como desenvolver um estudo quantitativo dos travões, no comportamento térmico dos mesmos. Sendo este um veículo de uso quotidiano, é necessário definir os vários parâmetros que influenciam a performance, de modo a garantir uma relação custo/performance bastante baixa.

Sendo assim, ir-se-á proceder à modificação da viatura de modo a prepara-la para competição.

Um dos objetivos principais deste trabalho é realizar a análise dinâmica do comportamento do carro.

### **1.4 Organização do relatório**

Primeiramente é feita uma breve introdução de modo a dar a entender onde o projeto se encontra inserido para posterior apresentação de toda a revisão bibliográfica que serve de base para a elaboração do projeto.

Numa fase posterior é esquematizado o processo de preparação da viatura bem como as modificações que este irá sofrer.

Por último é feito um estudo dinâmico da viatura para verificar qual o seu comportamento quando sujeito a condições, como por exemplo, curvar, acelerar, travar, etc.

## 2 Revisão bibliográfica

Para realização deste trabalho foi necessária uma larga pesquisa bibliográfica para melhor percepção dos fenómenos observados no comportamento dinâmico do veículo em condições de andamento.

De entre muitas obras estudadas, ouve uma que se sobressaiu devido à sua simplicidade e objetividade que se adequa bem para o âmbito deste projeto. Essa obra é a de William Milliken e Douglas Milliken [3], que serviu como uma boa base para a elaboração deste trabalho.

Ao longo deste trabalho serão utilizados alguns termos em inglês devido a estes estudos serem realizados primeiramente no Reino Unido e Estados Unidos e não haver uma tradução adequada para muitos desses termos para o português.

### 2.1 Estabilidade/*Handling*

Um veículo possui alguns movimentos que, por ação do motorista ou mesmo devido ao tipo de pavimento em que circula, provoca alterações do seu comportamento. Alguns desses movimentos são devidos à aceleração, travagem, reações do veículo às irregularidades da estrada e descrição de curvas.

Com vista ao controlo do comportamento do veículo, ou seja, determinação das forças que serão produzidas numa manobra, numa determinada condição e como o veículo irá reagir a essa solicitação, será de elevada importância um estudo exaustivo do veículo bem como dos seus componentes.

As suspensões são um componente importante neste estudo não só pelo comportamento do veículo em manobras mas também pelo conforto que o veículo irá ter para o passageiro.

Estas deveriam permitir que houvesse variação dos ângulos de geometria das rodas em relação à carroçaria do veículo. Inevitavelmente, esta variação da geometria das rodas cria muitos problemas a nível da estabilidade.

Quando o condutor aplica um *input* no volante para abordar uma curva, o comportamento do veículo pode ser de três tipos: subvirador, sobrevirador ou neutro. No primeiro caso, será necessário aumentar o ângulo de direção durante a curva, sendo necessário diminuir este ângulo no caso de sobreviragem. Para a situação de comportamento neutro, não é necessário fazer nenhuma correção no volante.

A força centrífuga é responsável pelo adorno da carroçaria quando o veículo curva a grande velocidade, fazendo com que o seu peso caia sobre as rodas que estão no raio externo

da curva. Este movimento da carga modificará a geometria da suspensão e consequentemente os ângulos de *camber* das rodas, provocando tendências do veículo de sobreviragem ou subviragem, que por vezes é indesejado. Se nestas circunstâncias os travões forem acionados, poderá haver também uma alteração do ângulo de *cáster* e de convergência das rodas, o que contribui ainda mais para o efeito de sobre/subviragem, e também poderá haver uma variação das forças atuantes no sistema de direção do veículo.

Posto isto, estes parâmetros são cruciais no que diz respeito ao *handling* do veículo. Sendo assim, *handling* é o termo usado para definir as respostas do veículo aos comandos do motorista e sua facilidade de ser controlado.

## 2.2 Sistemas de eixos

Neste trabalho, o sistema de eixos usado é o definido pela SAE, sendo este um referencial móvel em detrimento do referencial fixo. No tipo de móvel, este acompanha qualquer movimento do veículo (figura 2.1).

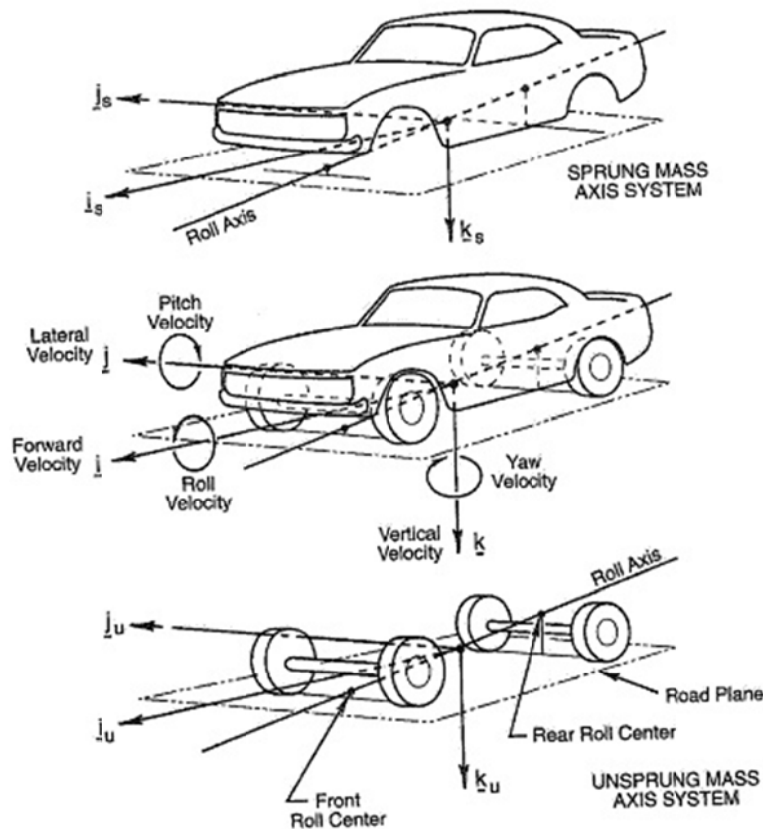


Figura 2.1– Sistema de Coordenadas de um veículo [3]

Como demonstrado nesta imagem, podemos dizer que um automóvel pode ser considerado como um sistema de duas massas, massa não suspensa e a massa suspensa, como poderemos ver mais à frente. Estas massas irão formar o sistema conjunto através do eixo de rolamento.

A designação dos eixos  $j$ ,  $i$  e  $k$  devem ser substituídas por  $y$ ,  $x$  e  $z$  como podemos ver na figura 2.2.

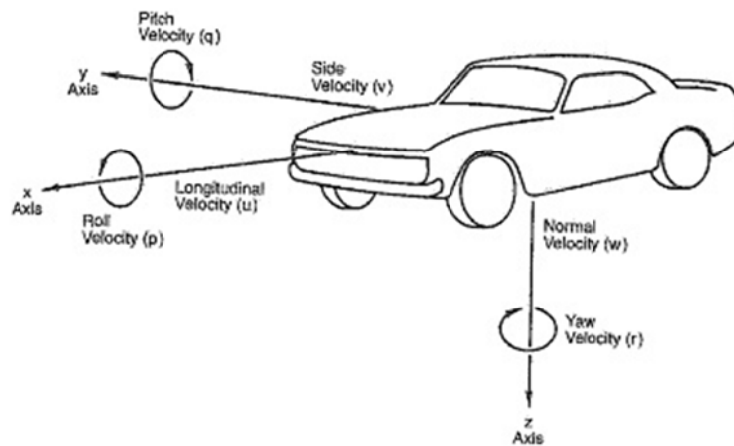


Figura 2.2 – Sistema de eixos do veículo [3]

### 2.2.1 Movimento de um veículo

Aquando a movimentação do veículo, este fica sujeito a algumas velocidades derivadas de aceleração, desaceleração, curvar, etc. (figura 2.2)

Sendo assim podemos enumerar as seguintes velocidades:

- *Pitch* ( $q$ );
- Rolamento ( $p$ );
- *Yaw* ( $r$ );
- Longitudinal ( $u$ );
- Lateral ( $v$ );
- Normal ( $w$ ).

Quando ocorrem perturbações de velocidade, as componentes sobre os eixos fixos no veículo devem ser medidos em relação a alguma referência.

Se é pretendido conhecer a trajetória do veículo ao longo do solo, o sistema referencial de eixos do veículo é referenciado ao Sistema do Eixo da Terra fixo como a condição inicial. As diversas componentes de aceleração (taxa de variação da componente de velocidade) estão abaixo definidas (figura 2.3).

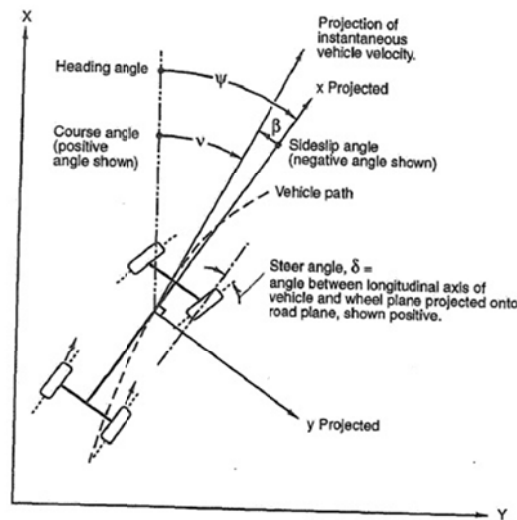


Figura 2.3 – *Heading, sideslip e course angle* [3]

1. **Aceleração longitudinal** é o componente da aceleração vetorial de um ponto no veículo, na direcção x.
2. **Side acceleration** é o componente da aceleração vetorial de um ponto no veículo, na direcção y.
3. **Aceleração normal** é o componente da aceleração vetorial de um ponto no veículo na direcção z.
4. **Aceleração lateral** é o componente da aceleração vetorial de um ponto no veículo perpendicular ao eixo x e paralelo ao plano estrada. Na condição de estado estacionário, a aceleração lateral é igual ao produto da aceleração centrípeta vezes o cosseno do *sideslip angle* do veículo. Uma vez que na maioria das condições de teste do *sideslip angle* pequeno, para fins práticos, a aceleração lateral pode ser considerada igual à aceleração centrípeta.
5. **Aceleração centrípeta** é a componente da aceleração vetorial de um ponto no veículo perpendicular à tangente à trajetória desse ponto e paralela ao plano estrada.
6. **Heading Angle ( $\psi$ )** é o ângulo X-Y entre o eixo xx do veículo e o eixo XX do sistema de eixo fixo da Terra (figura 2.3).
7. **Sideslip Angle** ou **Attitude Angle ( $\beta$ )** é o ângulo no plano X-Y entre o eixo xx do referencial móvel e o vetor velocidade do veículo em algum ponto especificado neste. Na figura 2.3 pode ser observado este ângulo com um valor negativo.
8. **Course Angle ( $\nu$ )** é o ângulo entre vetor velocidade do veículo no plano X-Y e eixo X do sistema de eixo fixo da Terra. Pode ver-se este ângulo com valor positivo na figura 2.3. Pode chegar-se ao valor deste ângulo através da soma do *Sideslip Angle* e o *Heading Angle* ( $\nu = \beta + \psi$ ).
9. **Ângulo de Rolamento** do veículo ou **Roll Angle** é o ângulo entre o eixo yy do veículo e o plano do solo.
10. **Ângulo de Pitch** do veículo é o ângulo entre o eixo xx do veículo e o plano do solo.

De seguida são definidas as componentes de força/momento que atuam sobre o automóvel:

11. **Força Longitudinal ( $F_x$ )** é a componente do vetor força na direção do eixo  $xx$ .
12. **Força Lateral ( $F_y$ )** é a componente do vetor força na direção do eixo  $yy$ .
13. **Força normal ( $F_z$ )** é a componente do vetor força na direção do eixo  $zz$ .
14. **Momento de rolamento ( $M_x$ )** é a componente do vetor momento que tende a girar o veículo sobre o eixo  $xx$ , positivo no sentido horário.
15. **Momento Pitch ( $M_y$ )** é a componente do vetor momento que tende a girar o veículo sobre o eixo  $yy$ , sendo positivo no sentido horário.
16. **Momento Yaw ( $M_z$ )** é a componente do vetor momento que tende a girar o veículo sobre o eixo  $zz$ , sendo positivo no sentido horário.

## 2.3 Funcionamento dos Pneus

Os pneus são um componente muito importante para uma boa dinâmica do veículo, pois são eles que fazem a ligação entre o veículo e a estrada, conferindo um determinado coeficiente de atrito  $\mu$  entre as duas superfícies (pneu/pavimento).

Para uma melhor perceção da influência dos pneus na dinâmica do veículo, será necessária a introdução de alguns conceitos, tais como a força lateral e *slip angle*, sensibilidade à carga, *alining torque* e *pneumatic trail*, influência da pressão de ar e temperatura.

Sendo assim, praticamente todas as forças geradas no veículo, como acelerar, travar, virar, etc., são transmitidas para os pneus, provocando nestes reações no contacto entre o pneu e a superfície. O contacto entre o pneu e a estrada é conhecido como *print*.

De seguida serão introduzidos os vários conceitos necessários para a compreensão do comportamento do pneu.

### 2.3.1 Forças laterais

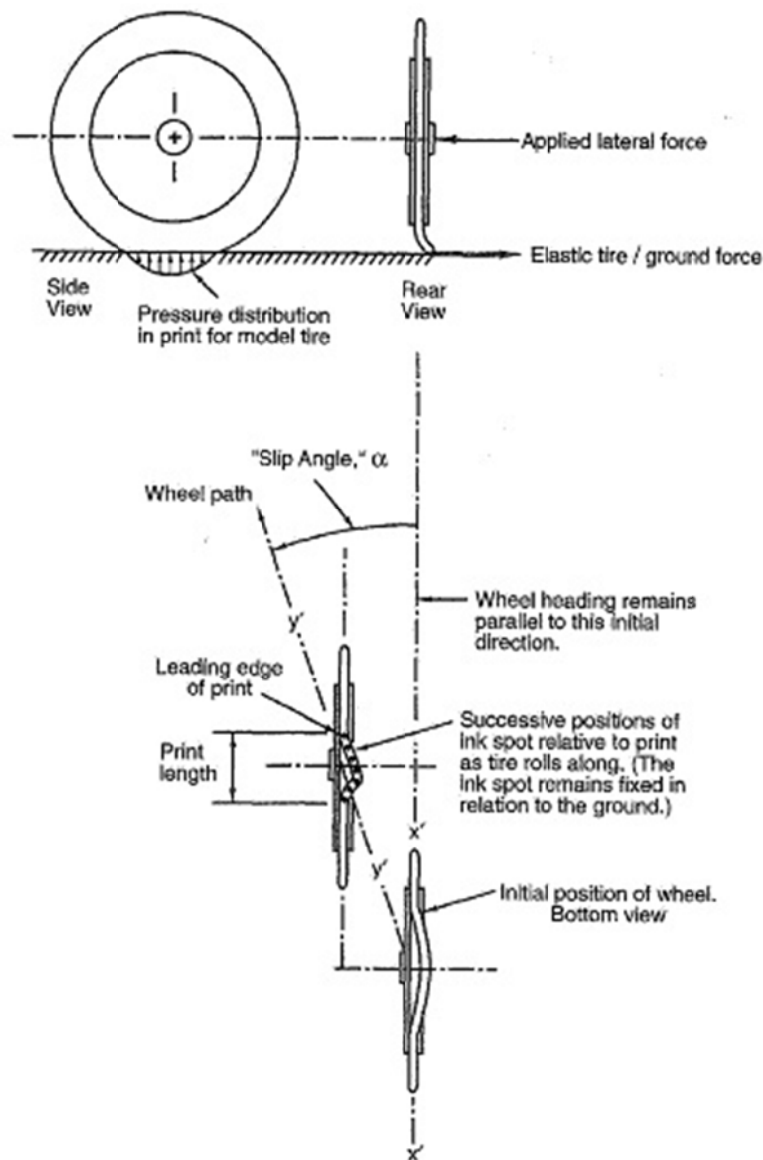
A força lateral no pneu originada no centro do contacto do pneu com a estrada, encontra-se no plano horizontal da estrada e é perpendicular à roda, se esta estiver no plano vertical (sem inclinação).

O termo *side force* é frequentemente usado como força lateral, mas é melhor reservar esse termo para situações que envolvam o veículo completo.

Sendo assim, o veículo curva devido às forças laterais aplicadas no pneu.

De seguida são demonstrados alguns efeitos que o pneu apresenta quando aplicada uma força lateral (figura 2.4).





**Figura 2.4 – Mecanismo de deformação do pneu no domínio elástico [3]**

Como podemos ver na figura anterior, quando é aplicada uma força lateral ao pneu, ele irá sofrer uma deformação no sentido da força. Sendo assim, podemos admitir que o pneu tem um comportamento de uma mola até a força atingir um valor em que provoca um escorregamento do pneu sobre o pavimento. Neste caso, a força lateral mantém-se constante.

Na figura 2.4 também pode ser observado o *Slip Angle* ( $\alpha$ ). Este ângulo indica a direção em que o pneu se desloca quando é verificada a existência de uma força lateral no pneu em simultâneo com o rolamento da mesma.

### 2.3.2 Sensibilidade de carga

Um fator importante para que o pneu consiga aguentar uma elevada força lateral é o coeficiente de atrito  $\mu$ , que é dado por:

$$\mu = \frac{\text{Força de atrito entre dois corpos}}{\text{Força normal entre dois corpos}}$$

Posto isto, e observando a figura 2.5, podemos dizer que para um aumento da força normal aplicada no pneu, o pico da força lateral dá-se para um *slip angle* superior.

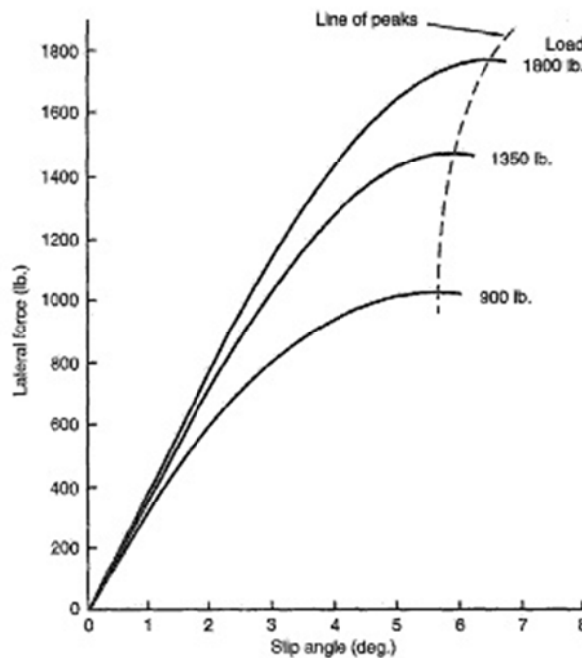
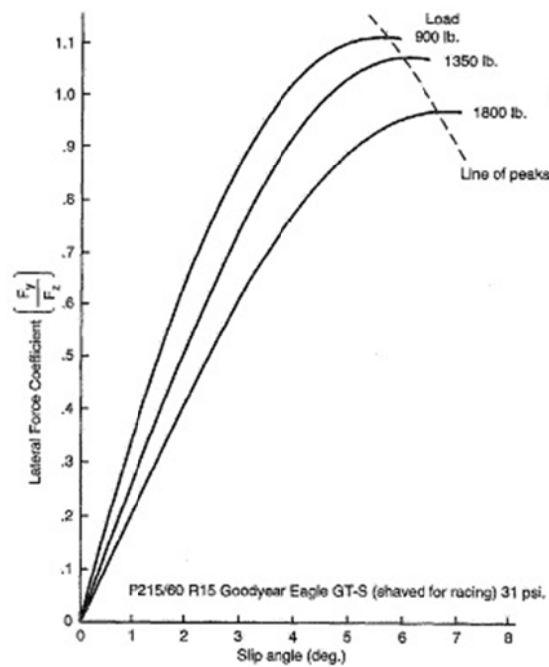


Figura 2.5 – Força lateral vs *Slip Angle* para varias cargas [3]

Através da divisão entre a força lateral e a carga vertical aplicada no pneu chegamos um valor adimensional designado por coeficiente de força lateral e que nos dá a conhecer a quantidade de força lateral obtida em relação à carga vertical. Este coeficiente é dado por:

$$\frac{\text{Força lateral}}{\text{Carga vertical no pneu}} = \text{Coeficiente de Força Lateral}, \frac{F_y}{F_z}$$

Com isto, as curvas da figura 2.5 podem ser traçadas como da figura 2.6.



**Figura 2.6 – Coeficiente de Força lateral vs *slip angle* [3]**

Através da análise da figura 2.6 podemos dizer que os picos de todas as curvas de carga são guiados de uma forma mais estreita quando escritos desta forma.

O pico coeficiente de força lateral é normalmente mais elevado para as cargas mais leves e cai com o aumento da carga. Este efeito é chamado sensibilidade de carga do pneu. O coeficiente de atrito é considerado independente da velocidade, mas pode ser aumentado por compostos de borracha ou usando temperaturas de funcionamento apropriado. Num carro de competição, o coeficiente de atrito pode chegar a 1,8, enquanto num pneu de uso quotidiano rondará os 0,8.

A sensibilidade de carga do pneu tem um grande efeito sobre o equilíbrio operacional do veículo de corrida, quando este anda perto dos limites. Como as cargas verticais nos pneus mudam devido a curvas, aceleração ou travagens, o desempenho dos pneus está em constante mudança.

A zona de transição do comportamento do pneu varia de acordo com parâmetros de projeto do pneu. Esta pode ser gradual, mas também se pode estender por uma vasta gama de *slip angle* ou pode ser mais abrupta. Sendo assim, dependendo das características do pneu, estes podem promover uma transição suave, dando aviso ao piloto da entrada em deslize, enquanto outros pneus entram em deslizamento de repente.

No entanto, pneus que atinjam maiores coeficientes de atrito perdem a aderência mais abruptamente.

### 2.3.3 *Aligning torque e Pneumatic trail*

*Aligning torque* (momento de alinhamento), representa a tendência que o pneu apresenta para girar sobre um eixo vertical que passa no centro do *print*. Para valores baixos e médios de *slip angles*, o pneu tende a alinhar a sua posição com a trajetória. Pode-se fazer uma analogia deste efeito com um cata-vento, onde este se alinha em sintonia com a direção do vento.

Posto isto pode-se dizer que este momento é provocado pelo contacto entre o pneu e o pavimento, que provoca a deformação do pneu em forma de triângulo (ver figura 2.4). Com a análise dessa deformação, podemos aferir que a deformação elástica na zona de contacto aumenta da frente para trás, o que provoca uma distribuição desigual da força lateral ao longo do *print*. Essa distribuição desigual é que dá origem ao *aligning torque*.

*Pneumatic trail* é a distância entre o centro da área de contacto do pneu com a estrada e o ponto de aplicação da força lateral. Podemos chegar ao valor do *aligning torque* através do produto entre o *pneumatic trail* e a força lateral trilha do pneumático, ou em ordem ao *pneumatic trail*, dividindo *aligning torque* pela força lateral.

Como mostrado na figura 2.4, as tensões mais elevadas na parte traseira do *print* trabalha para reduzir o *slip angle*. Isto é verdade na faixa linear de desempenho dos pneus.

Para *slip angle* elevados, a parte de traz do *print* desliza lateralmente ao longo do solo, o que provoca uma redução do *aligning torque*. Para o limite (tender a escorregar), o seu valor para perto de zero, e em muitos casos até poderá inverter sinal. Devido a isto, quando o pneu entra em deslize, este não apresenta tendência a se alinhar com a trajetória, pode aumentar o *slip angle*. Na figura 2.7 é mostrado a relação entre o *aligning torque* e o *slip angle* para diferentes cargas.

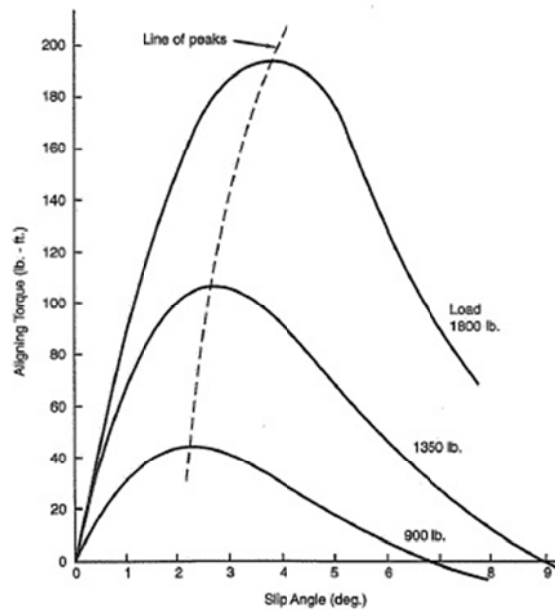


Figura 2.7 – *Aligning Torque vs slip angle* para diferentes cargas [3]

Outro conceito importante é o *Mechanical trail* (figura 2.8). Os sistemas de direção projetados nos dias de hoje promovem a introdução através do ângulo de *caster* ou movendo o eixo de direção para a frente do eixo das rodas.

O *Steer Torque* pode ser calculado através da seguinte expressão:

$$\text{Steer torque} = \text{pneumatic trail} + (\text{mechanical trail} \times \text{força lateral})$$

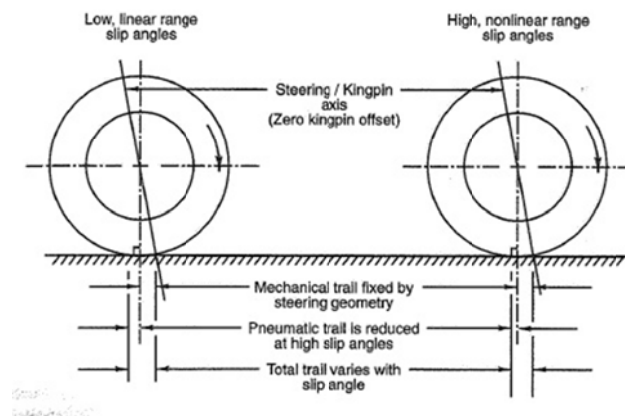


Figura 2.8 – *Pneumatic e mechanical trail* [3]

Com a implementação do *mechanical trail* nos sistemas de direção, levou a que este tenda a ser muito elevado, o que se torna prejudicial para o condutor pois este perde alguma sensibilidade quando o veículo perde a aderência.

### 2.3.4 Influência da pressão de ar

A pressão dos pneus é uma das mudanças mais fáceis e mais comuns alterações feitas na otimização de um carro de corrida. A gama de pressões admissível é frequentemente definida pelo fabricante dos pneus e é normalmente definida por razões de durabilidade.

O desempenho dos pneus em baixos *slip angles* e forças laterais modestas é dependente do *cornerin stiffness*. Este, por sua vez, é dependente das propriedades no domínio elástico do pneu. Quando a pressão de ar dos pneus é aumentada, a carcaça vai ficar mais duro (mais difícil distorcer) e o *cornering stiffness* vai aumentar. Para um *slip angle* pequeno, um aumento na pressão dará um aumento na força lateral. Variando a pressão das rodas da frente e de trás, ocorrerão pequenas mudanças no equilíbrio sobrevirador/ subvirador do veículo.

O desempenho dos pneus em curva depende do coeficiente de atrito. Em geral, diminuindo a pressão de ar aumenta a área de contacto entre o pneu e na estrada (*print*) aumentando o coeficiente de atrito efetivo. No entanto, se a pressão for muito baixa também levará ao aumento pressão de ar localizada, ou seja, cria áreas de alta pressão nas paredes laterais do pneu devido à sua elevada rigidez. Sendo assim a ideia geral é definir a pressão de ar de tal forma que a banda de rodagem central do pneu e as bordas laterais da do pneu (apoiada pela pressão e as paredes laterais) carreguem uma parte proporcional da carga.

O *aligning torque* também é afetado pela pressão. Quando a pressão é diminuída, o *print* torna mais longo e o centro de força lateral move para trás. Quando um pneu perde ar, o esforço na direção é superior pois decresce a rigidez lateral do pneu e aumenta o *aligning torque*.

Com o aumento da pressão de ar, a resistência ao rolamento do pneu será reduzida. A resistência ao rolamento é uma medida da energia perdida na deformação do pneu. Com pressão mais elevada a distorção e tamanho do *print* são reduzidos. A resistência induzida (resistência resultante da curva) será reduzida, pois o *slip angle* também é menor.

O *ride rate* também é muito influenciado pela pressão de ar pois se esta aumentar a contribuição do efeito de mola dos pneus irá diminuir. Quando se fala em veículos de competição com molas de elevada rigidez, o efeito total de mola do veículo é muito importante para o seu comportamento em pista, sendo necessária escolha adequada da pressão dos pneus.

### 2.3.5 Efeitos da temperatura

A temperatura dos pneus afeta tanto o desempenho do pneu como também a sua vida útil. É possível medir as seguintes temperaturas:

- Diferentes temperaturas na superfície do piso do pneu ou a superfície da parede lateral;
- Temperaturas no interior da banda de rodagem ou carcaça;
- A temperatura do ar interior do pneu.

A carcaça de pneu é um dispositivo elástico que é parcialmente responsável pela rigidez em curva. A mudança de temperatura vai mudar o módulo de elasticidade da borracha (ao contrário do aço, onde esta é constante ao longo de uma grande faixa de temperatura) e afetam a rigidez nas curvas.

A pressão dos pneus e a sua temperatura estão interligados. Menor pressão inicial resulta numa maior distorção da borracha o que aumenta a temperatura, que resulta em maior pressão de funcionamento.

Os pneus de competição modernos têm uma temperatura ideal para a máxima aderência. Se tiverem muito frios, os pneus não tem aderência, se tiverem muito quentes o piso de borracha vai desgastar muito. Sendo assim, a temperatura do pneu muda constantemente dependendo das forças, pressões e velocidade.

## 2.4 *Camber*

O ângulo formado entre o plano vertical que passa pelo centro da roda e o plano vertical em relação ao solo, define o *camber*, como podemos ver na figura 2.9. Este ângulo é convencionalmente positivo quando a parte superior da roda está para fora do plano, e negativo quando está para dentro.

Para veículos ligeiros de passageiros, é recomendado que o *camber* tenha valores ligeiramente positivos na condição de meia carga, (dois a três ocupantes), variando de 0,08° a 0,17° para diminuir a resistência ao rolamento e aumentar a vida útil do pneu, pois são facilmente encontradas estradas ligeiramente curvadas. Esta configuração de *camber* melhora a aderência dos pneus e favorece as características de handling [4].

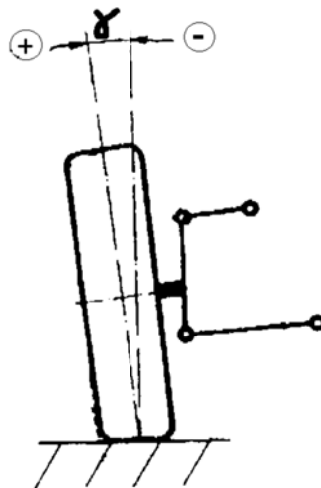


Figura 2.9 – Ângulo de Camber [4]

Para além destes valores nominais para o *camber*, são necessárias tolerâncias para estabelecer os valores de dispersão e limitar as diferenças entre a roda esquerda e direita. O valor utilizado na grande maioria dos automóveis é de  $\pm 0,5^\circ$ . Na Figura 2.10 podemos observar o comportamento de desgaste dos pneus com a variação do ângulo de camber.

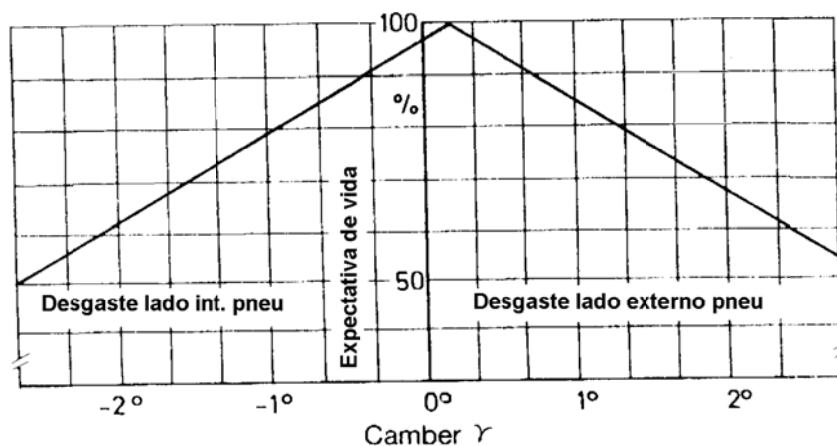


Figura 2.10 – Desgaste do pneu com variação do Camber [4]

O movimento vertical de compressão e extensão dos braços de suspensão irá provocar alterações no ângulo de *camber*. Uma grande desvantagem das suspensões independentes é o acompanhamento das rodas ao movimento da carroçaria em curva, ou seja, a roda do lado exterior do veículo em curva toma um valor cada vez mais positivo relativamente ao solo, provocando assim uma indesejada perda de aderência.



Sendo assim, a geometria da suspensão é projetada para diminuir o *camber* (aumentar *camber* negativo) durante a compressão e aumentar o *camber* durante a expansão, para evitar o efeito dinâmico durante o rolamento.

## 2.5 Convergência

O ângulo entre o plano que passa pelo centro do veículo na direção longitudinal e a linha que intercepta o plano central da roda é chamado ângulo de convergência.

A convergência pode ser também uma medida linear como é mostrado na representação esquemática da figura 2.11. Convencionou-se como valor positivo quando a parte anterior da roda é mais voltada para dentro. Sendo assim, caso as rodas estiverem mais abertas na parte anterior em relação ao sentido de marcha, tem convergência negativa, ou também chamada divergente. A soma dos ângulos das rodas esquerda e direita é o ângulo total de convergência.

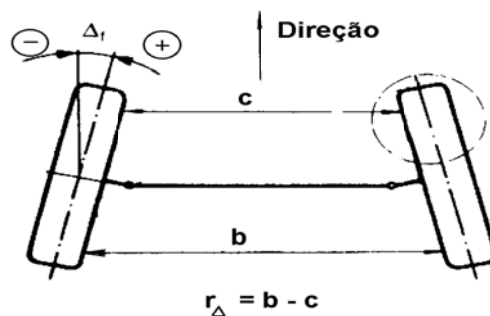


Figura 2.11 – Ângulo de convergência [4]

Na prática, a alteração da convergência das rodas é programada durante a realização de curvas com rolamento da carroçaria. Deste modo, é observável que a roda comprimida diminui a convergência, enquanto a de extensão aumenta, reduzindo a tendência normal de sobreviragem do veículo.

## 2.6 Caster

O ângulo entre o eixo EG projetado no plano xz do sistema de coordenadas do veículo e a linha vertical que passa pelo centro da roda é denominado de *caster* (figura 2.12). Geralmente os valores do ângulo de *caster* para veículos de passageiros situam-se entre 1° a 4° positivos, com uma tolerância média de  $\pm 0,5^\circ$  [4].

Existe outro conceito que é o *caster* à terra, que é representado pela dimensão projetada no solo entre o ponto teórico de contacto do pneu com o solo até ao ponto do prolongamento da linha que passa pelo eixo EG, representada na figura 2.12 pelo segmento KN.

Atualmente os projetos são feitos de modo a melhorar a estabilidade em reta do veículo, diminuindo o efeito das irregularidades do piso no veículo e conseguinte no volante. Este efeito é conseguido através da utilização de *caster* positivo.

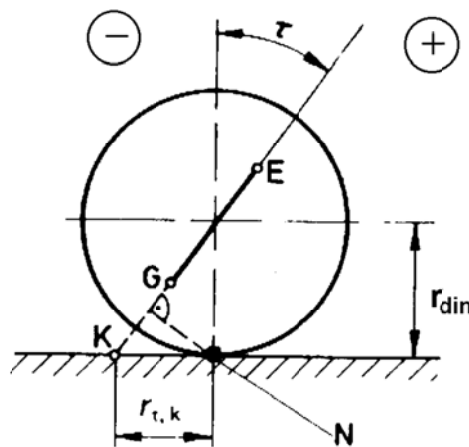


Figura 2.12 – Ângulo de *Caster* [4]

Sendo assim, o *caster* é um parâmetro da que afeta principalmente o esforço aplicado no volante para a realização de manobras e o de auto-alinhamento. A grande desvantagem de utilizar um ângulo de *caster* muito negativo é não provocar ao motorista a sensação de aceleração lateral. Outra desvantagem é a de provocar instabilidade nas rodas em baixo coeficiente de atrito com o solo provocado pelos baixos valores de esforços necessários para a sua movimentação.

Para valores de *caster* muito positivos, pode provocar ao motorista uma difícil perceção da proximidade do limite de escorregamento das rodas.

Para além dos já mencionados, a escolha dos valores de *caster* que devem ser empregues variam também em função do modelo de carro, características dos pneus e o uso ou não de mecanismos de assistência da direção.

## 2.7 Geometria da suspensão

Num projeto de uma suspensão, a sua geometria é um o ponto mais importante a ser abordado, pois esta terá que garantir um toleranciamento dimensional de sertãs medidas de modo a provocar um comportamento desejado à viatura.

### 2.7.1 Graus de liberdade

Quando é projetado um sistema de direção, este terá que ter em conta vários fatores. No caso de este sistema ser de suspensão independente, terá que ter especial atenção na montagem dos braços de ligação, pois estes irão conferir um determinado movimento controlado da roda em relação à carroçaria, fazendo variar os ângulos de *camber*, *caster* e de convergência apenas devido à distensão ou compressão da suspensão. Neste tipo de suspensão aplicada nas rodas da frente, apenas irá permitir um único grau de liberdade. Esse grau de liberdade é o de rotação que será imposto pelo sistema de direção. Ao limitar apenas um grau de liberdade, irá implicar que o sistema de suspensão terá que limitar o movimento nos restantes cinco graus de liberdade (figura 2.13).

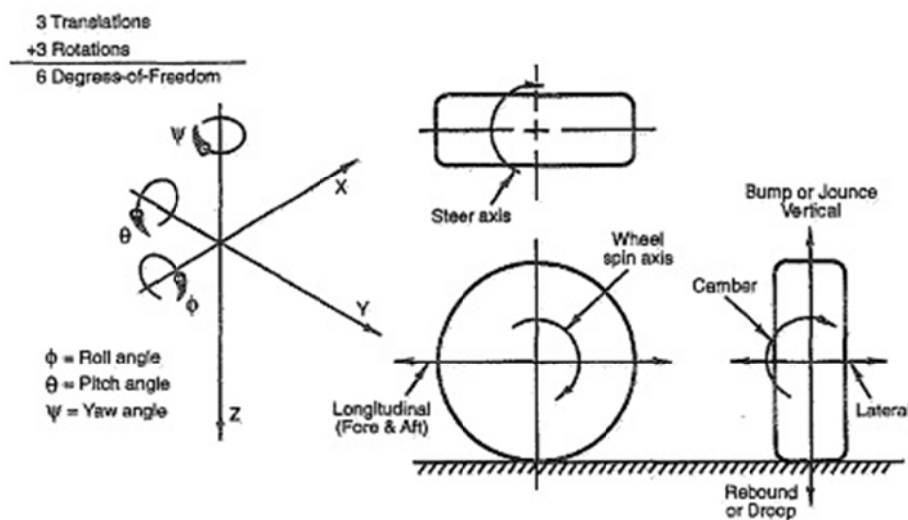


Figura 2.13 – Graus de liberdade e movimentos da suspensão [3]

De modo a restringir cinco graus de liberdade são necessárias exatamente cinco ligações. Um triângulo de suspensão equivale a duas ligações, com rótulas esféricas nas extremidades. Na figura 2.14 podemos ver as cinco restrições presentes quer no sistema *MacPherson* quer no sistema de duplo braço em A.

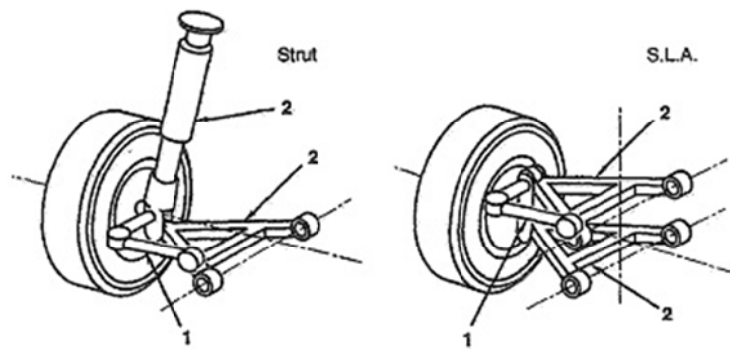


Figura 2.14 – Cinco restrições no sistema à esquerda *MacPherson* e à direita *Duplo A* [3]

### 2.7.2 Centro instantâneo de rotação

Para uma melhor clareza do conceito de Centro Instantâneo (ou IC da palavra em Inglês) teremos que definir as palavras separadamente. Sendo assim, neste contexto, a palavra “centro” indica a projeção imaginária de um ponto que será a articulação, enquanto “instantâneo” refere-se a uma determinada posição da suspensão numa determinada aplicação (figura 2.15).

O movimento da suspensão irá provocar um deslocamento do centro instantâneo, sendo por isso de elevada importância um bom projeto geométrico para o posicionamento adequado em todos os instantes.

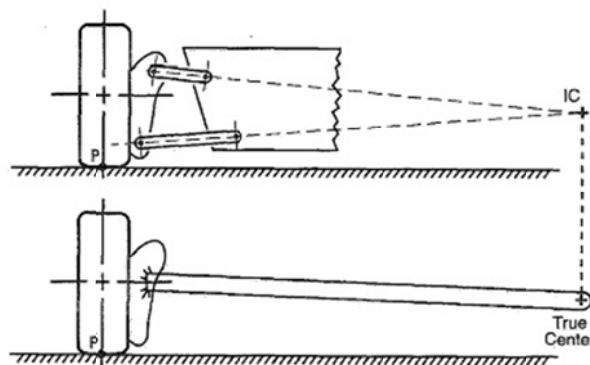


Figura 2.15 – Centro instantâneo de rotação [3]

O centro instantâneo é definido pelo prolongamento das retas na direção dos braços onde se irão intersecar num ponto, sendo ele definido por centro instantâneo de rotação.

A projeção do centro instantâneo de rotação no plano frontal define a taxa de variação do *comber*. Pode ainda dar a informação para a determinação do centro de rolamento e características da direção.

Na projeção lateral do centro instantâneo, define o movimento longitudinal da roda bem como a taxa de variação do *caster*.

Na projeção de topo não existe muita informação, sendo por isso desprezável.

Da união de uma reta entre o centro instantâneo na projeção frontal com o centro instantâneo na projeção lateral será definido o eixo instantâneo do movimento da roda relativamente à carroçaria (figura 2.16).

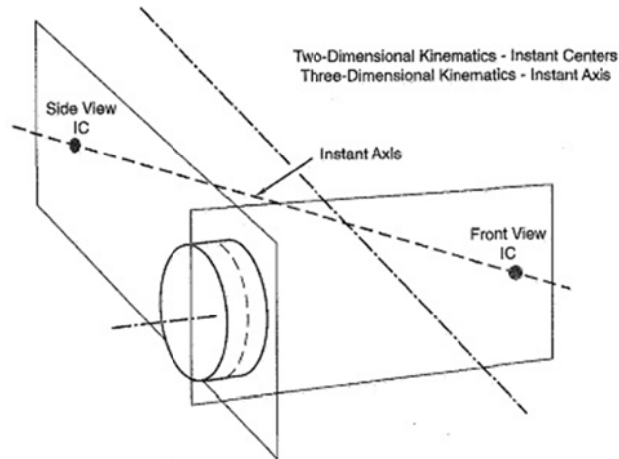


Figura 2.16 – Eixo instantâneo [3]

A taxa de variação do ângulo de *camber* por milímetro de deslocamento vertical da roda é função do comprimento do braço oscilante imaginário da projeção frontal (Figura 2.17) e pode ser calculada pela equação seguinte:

$$\text{Taxa de variação do camber} = \arctan\left(\frac{1}{\text{comprimento do braço oscilante}}\right)$$

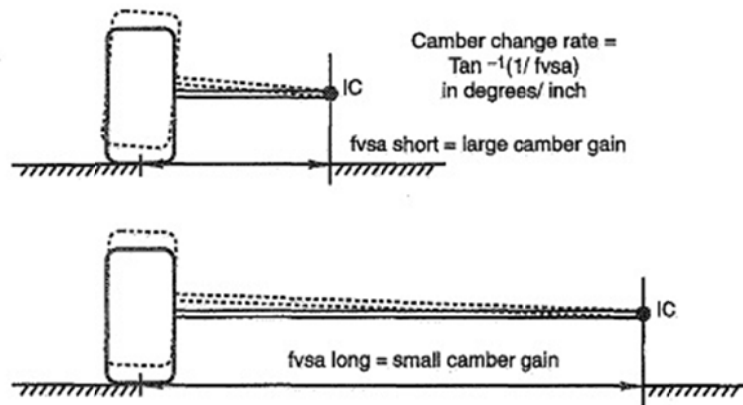


Figura 2.17 – Variação do camber com o deslocamento vertical da suspensão em função do comprimento do braço oscilante [3]

### 2.7.3 Centro de Rolamento

A altura do centro de rolamento é encontrada projetando uma linha do centro da área de contacto do pneu com a estrada e o centro instantâneo da projeção frontal. A intersecção dessa linha com a da outra roda é chamada de centro de rolamento da massa suspensa relativamente ao solo (figura 2.18).

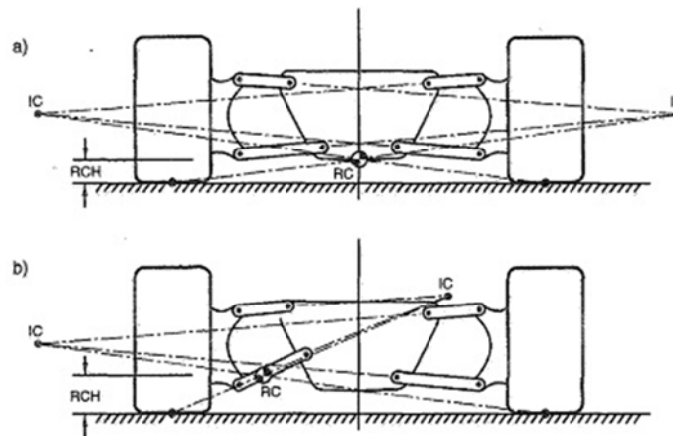


Figura 2.18 – Construção do centro de rolamento [3]

Sendo assim, quando o veículo descreve uma curva, a força centrífuga aplicada no centro de gravidade irá provocar um momento em torno do centro de rotação. Posto isto é de elevada importância que o eixo de rolamento que une o centro de rolamento da frente e da traseira do veículo (figura 2.19) se encontre o mais próximo possível do centro de gravidade.

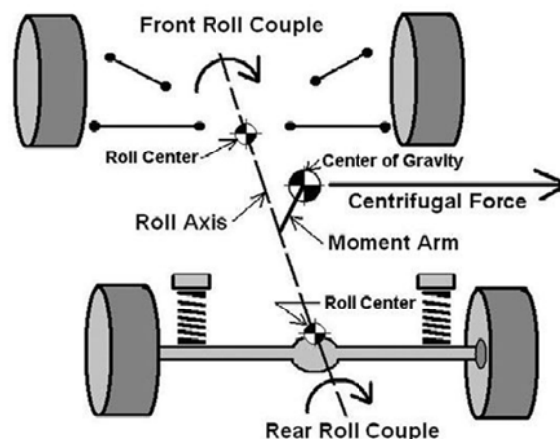


Figura 2.19 – Eixo de Rolamento e momento em torno do centro de gravidade [5]

## 2.8 Tipos de suspensão

Para um estudo da dinâmica de um veículo, é necessário um conhecimento aprofundado dos sistemas de suspensão e dos seus componentes.

Posto isto, são de seguida apresentados os vários tipos de sistemas de suspensão existentes.

### 2.8.1 Eixos Rígidos

Este sistema foi o primeiro a ser desenvolvido e começou a ser usado nas carruagens, utilizando molas semielípticas. As grandes vantagens deste tipo de suspensão é a elevada simplicidade de construção, robustez e baixo custo.

A utilização deste sistema em veículos de passageiros perdurou até por volta da década de 60, sendo nos dias de hoje ainda utilizado em veículos comerciais. Como mostra na figura 2.20, um par de molas semielípticas é montado longitudinalmente em um eixo rígido.

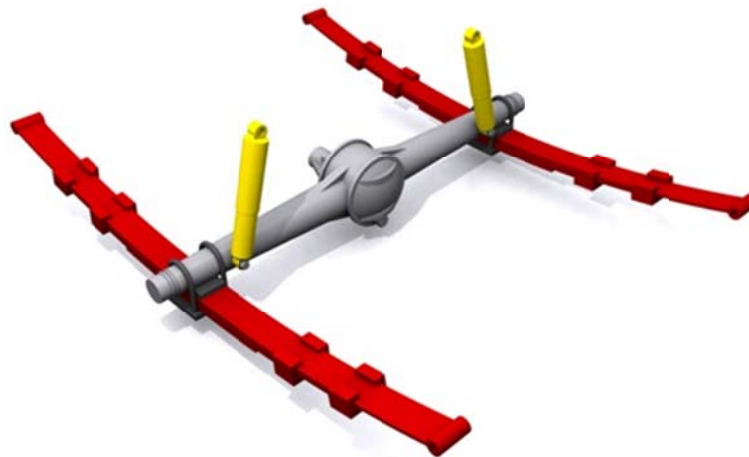


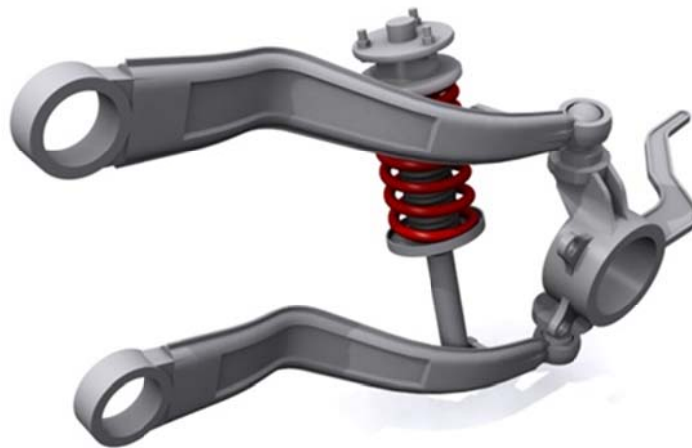
Figura 2.20 – Eixo rígido com molas semielípticas [6]

A chegada das molas helicoidais com amortecedor em separado, abriram-se novas portas para o desenvolvimento de sistemas de suspensão inovadores, apesar de estes apresentarem um custo mais elevado que o sistema com molas semielípticas.

### 2.8.2 Suspensões independentes

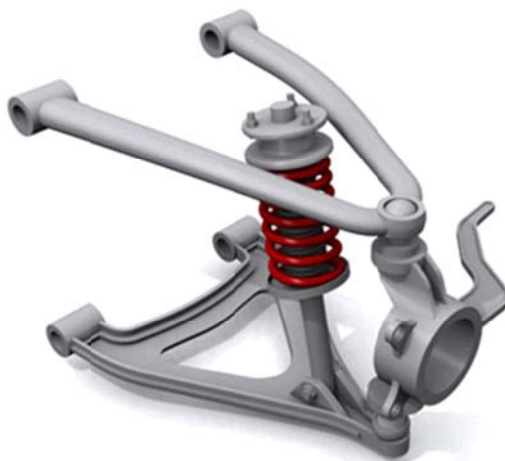
A grande diferença entre as suspensões de eixos rígidos e as independentes está no fato em que nestas últimas, o movimento vertical de uma roda não interfere no movimento da roda oposta do mesmo eixo. Outra vantagem das suspensões independentes é a de fornecer maior rigidez ao rolamento (*Roll*) relativamente à rigidez vertical. Na figura 2.21 está

representado um dos mais simples e económico sistema de suspensão dianteira independentes, “braço-de-arrasto” (*trailing-arm*) utilizado pela *Volkswagen* e *Porsche* por volta da II Guerra Mundial, no qual eram usados dois feixes de molas submetidos à torção montados transversalmente.



**Figura 2.21 – Suspensão Braço de Arrasto [6]**

Outro tipo de suspensão é a de duplo triângulo (*Double-A-Arm*). Esta foi muito utilizada na suspensão dianteira dos veículos americanos após a II Guerra, figura 2.22.



**Figura 2.22 – Suspensão duplo triângulo [6]**

Atualmente, a suspensão dianteira mais utilizada nos veículos de passageiros de pequeno e médio porte com tração dianteira é a *MacPherson*, figura 2.23.





**Figura 2.23 – Suspensão dianteira *MacPherson* [6]**

Esta suspensão foi desenvolvida por *Earle S. MacPherson* e é uma derivação da suspensão em duplo “A”, onde o braço superior foi eliminado. O amortecedor utilizado é o do tipo hidráulico telescópico e é fixado na sua parte superior diretamente na carroçaria ou chassis. Além da carga axial gerada pelo amortecedor no sentido contrário ao da velocidade de oscilação da roda, este passa a suportar também cargas laterais e longitudinais. A parte inferior do amortecedor é fixada rigidamente na manga de eixo.

A facilidade de montagem e o espaço livre para o motor quando montado na posição transversal, são umas das maiores vantagens da suspensão *MacPherson*. Este último conceito é adotado em veículos com carroçaria monobloco pois, o sistema possui poucos componentes e distribui bem as cargas da suspensão.

Como desvantagens podemos enumerar a grande altura do conjunto que limita o projetista de carroçaria provocando uma maior altura da frente do veículo.

A suspensão *MacPherson* pode também ser implementada na traseira como é o caso da viatura em estudo, com algumas modificações ligeiras como podemos observar na figura 2.24.

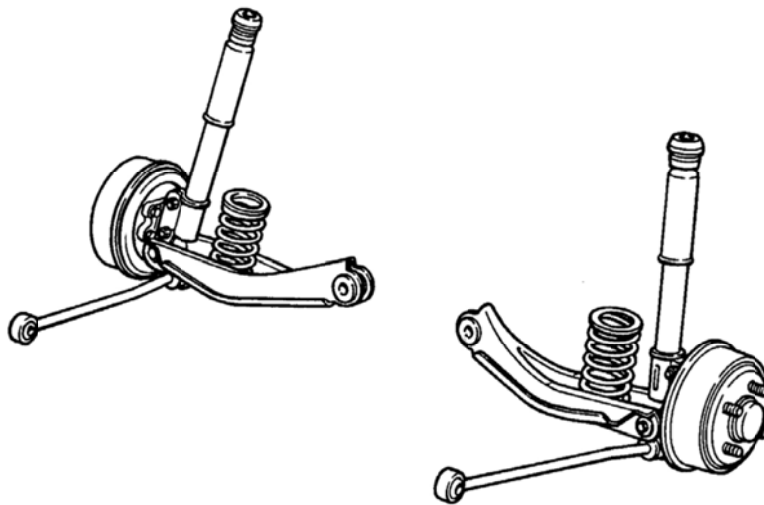


Figura 2.24 – Suspensão traseira *MacPherson*

## 2.9 Principais componentes dos sistemas de suspensão

Para uma melhor perceção do funcionamento dos vários tipos de sistemas de suspensão, é de elevada importância fazer uma abordagem sobre os seus principais componentes bem como as suas características, sempre com o foco no estudo da dinâmica do veículo.

As molas (principal e auxiliar ou batente), o amortecedor e os casquilhos constituem os principais componentes de uma suspensão, sendo empregues na grande maioria dos sistemas atuais.

### 2.9.1 Mola Semi-elíptica

A mola semi-elíptica ou mola de lâminas convencional, figura 2.25, é composta por várias lâminas sobrepostas.



Figura 2.25 – Mola semi-elíptica convencional [7]

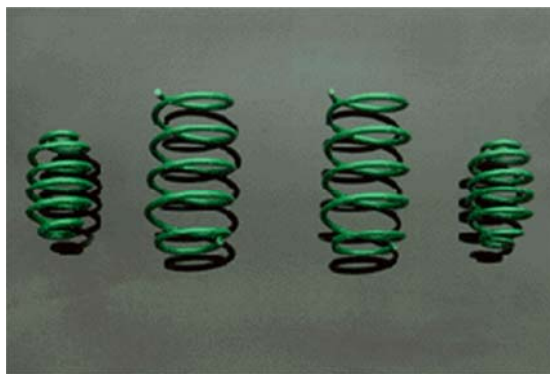
As grandes vantagens destas molas são a sua simplicidade de construção, robustez e baixo custo. Existe uma característica neste tipo de mola que deve ser mencionada que é o atrito interno gerado pelo escorregamento entre as lâminas.

Uma forma implementada recentemente para diminuir o atrito interno entre lâminas que pode ser prejudicial, foi a introdução de pastilhas redutoras de atrito entre lâminas nos pontos onde existe contacto entre elas.

### 2.9.2 Molas Helicoidais

Este tipo de mola é fabricado enrolando um arame em forma helicoidal, figura 2.26.

Quando se pretende um elevado nível de conforto, este tipo de mola é o mais utilizado.



**Figura 2.26 – Molas Helicoidais [8]**

A curva de rigidez característica de uma mola é linear obedece à equação:

$$F = K \times x$$

Onde:

- F – Carga sobre a mola [N];
- K – Constante elástica da mola [N/m];
- X – Deformação da mola [m].

Na figura 2.26, a primeira e a última mola são designadas de mola helicoidal do tipo Barril (*Mini-block*). Estas apresentam a curva de rigidez progressiva (não-linear) e diferenciam-se da mola helicoidal progressiva devido à sua forma de “barril”. Esta forma provoca uma menor altura de bloqueio da mola, ou seja, altura em que todos elos de uma mola helicoidal se tocam.

Para além da rigidez progressiva, uma grande vantagem deste tipo de mola é o facto de requerer menor espaço para a sua instalação (altura), em comparação com as molas cilíndricas, para um mesmo curso total disponível.

### **2.9.3 Mola Pneumática**

Em relação a todos os vários tipos de molas que já foram mencionados, a mola pneumática (figura 2.27) é o tipo que oferece as melhores características dinâmicas sob variadas condições de carga.



**Figura 2.27 – Mola pneumática [9]**

Esta mola, quando associada a um sistema de controlo de altura da suspensão, mantém as características dinâmicas próximas do ideal sob qualquer condição de carregamento. Para situações em que haja uma grande variação de carga entre o veículo vazio e carregado aliado à necessidade de se manter a altura do veículo constante e também onde o conforto é importante, a mola pneumática é a melhor opção a escolher.

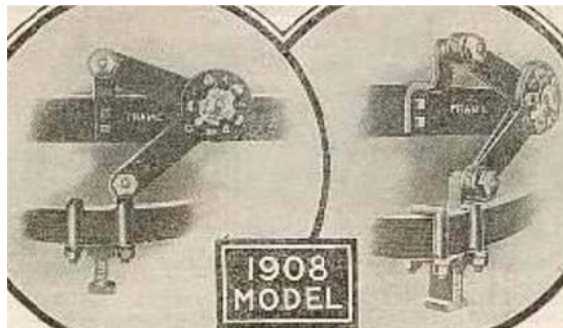
### **2.9.4 Amortecedor**

Os elementos de ligação entre a massa suspensa e a não suspensa dos veículos são os amortecedores. A função destes é reduzir e limitar as velocidades e amplitudes das movimentações da carroçaria em todos os seus graus de liberdade. Devido à necessidade de o veículo ter que obedecer a um percurso imposto pelo motorista bem como a excitação provocada pelas irregularidades do pavimento, os amortecedores tem um papel importante para restringir as movimentações excessivas e não desejada.

Sendo assim, o veículo pode ser analisado como um sistema vibratório com várias massas e molas, que podem comprometer a estabilidade ou provocar sensação de desconforto e insegurança ao motorista e passageiros.

Toda a energia que o amortecedor absorve devido às oscilações do veículo, será libertada para o ambiente sob a forma de calor.

Quanto à divisão dos amortecedores estes podem ser de dois tipos, os de atrito seco com elementos sólidos e os hidráulicos com elementos fluidos. Em relação ao de atrito seco com elementos sólidos pode citar-se dois tipos, com discos deslizantes (*Truffault-Hartford*) (figura 2.28) e com cinta enrolada (*Gabriel Snubber*) (figura 2.29).

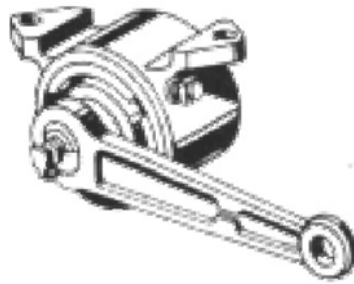


**Figura 2.28 – Amortecedor de atrito seco com discos deslizantes (*Truffault-Hartford*)**



**Figura 2.29 – Amortecedor de atrito seco com cinta enrolada (*Gabriel Snubber*)**

No que diz respeito a amortecedores hidráulicos com elementos fluidos, pode-se citar dois tipos, o amortecedor com alavanca (*Houdaille*) (figura 2.30), e o telescópico mostrado na figura 2.31.

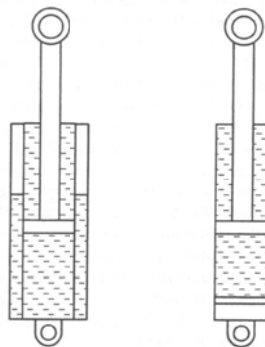


**Figura 2.30 – Amortecedor hidráulico com alavanca (*Houdaille*)**



**Figura 2.31 – Amortecedor com alavanca e telescópico**

Os tipos de amortecedores mais utilizados nos dias de hoje são hidráulicos telescópicos do tipo duplo ou tubo simples representados na figura 2.32 por esta ordem.



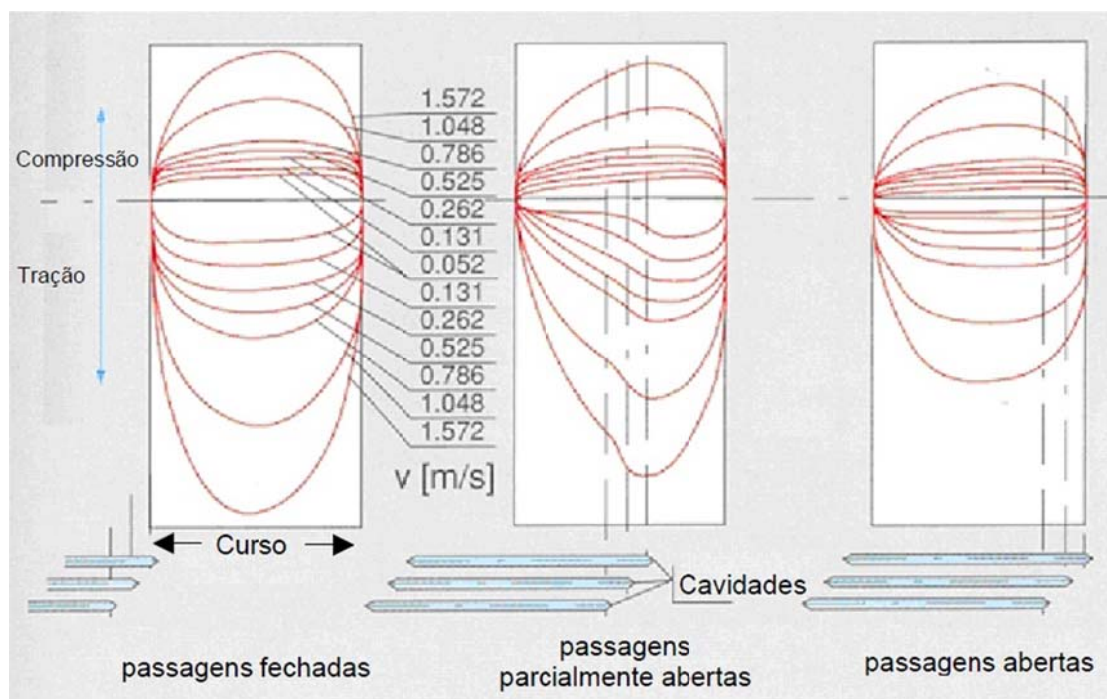
**Figura 2.32 – Amortecedores hidráulicos telescópicos de tubo duplo e tubo simples**

A pressão do gás injetado nos amortecedores pressurizados, varia normalmente entre 0,4 a 0,5 MPa, podendo ser atingidas temperaturas até 200 °C.

É possível por o amortecimento dependente do curso com a ajuda de cavidades de controlo. Estas são conformadas no tubo de pressão dos amortecedores de tubo duplo, promovendo assim uma passagem do fluido hidráulico que depende da posição relativa da haste e do tubo de pressão. Devido a este efeito, a força, que é função da velocidade de acionamento, passa a ser também função do curso ou posição da haste.

Estas cavidades irão permitir a passagem do fluido hidráulico, o que diminui a resistência hidráulica oferecida ao movimento da haste do amortecedor, modificando a curva de amortecimento (relação força x velocidade). A localização das cavidades é feita de forma que ocorra uma passagem suave na curva de amortecimento.

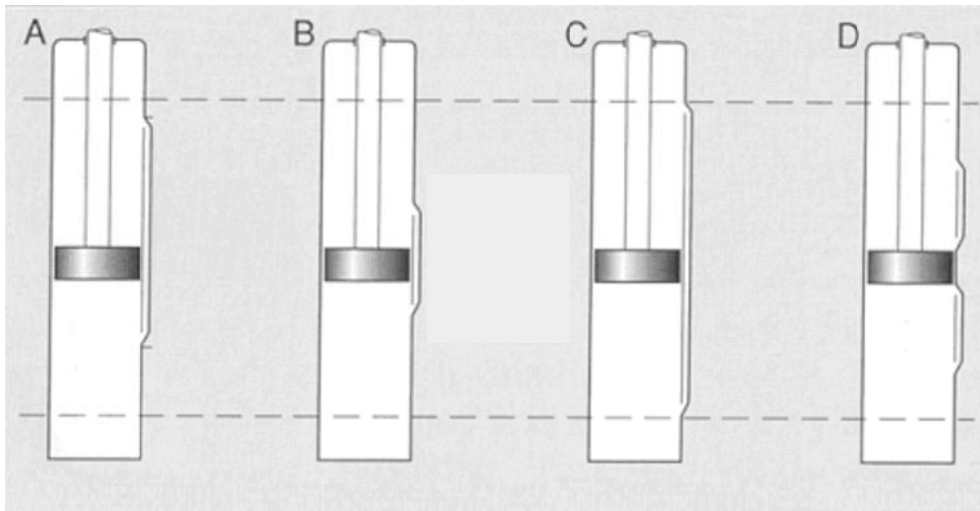
A alteração da característica de amortecimento em função da posição da haste ou pistão do amortecedor e da configuração das cavidades é mostrada na figura 2.33.



**Figura 2.33 – Característica de amortecimento x configuração das cavidades**

Dependendo da finalidade ou aplicação do amortecedor, pode-se apresentar varias configurações das cavidades, como é mostrado na figura 2.34.





**Figura 2.34 – Configuração das cavidades para variadas finalidades e aplicações**

A configuração “A” promove diminuição da resistência hidráulica oferecida ao deslocamento do pistão em grande parte do curso da região central do amortecedor.

A configuração “B” também promove a diminuição da resistência hidráulica oferecida ao deslocamento do pistão, porém somente em um pequeno curso em torno da região central.

A configuração “D” promove o aumento da resistência hidráulica oferecida ao deslocamento do pistão em um pequeno curso em torno da região central e também em regiões perto dos finais de curso do amortecedor.

Com a configuração “C”, apenas nos finais de curso da suspensão existe a acção de um “freio hidráulico” não permitindo desta forma impactos, principalmente quando ocorre abertura total do amortecedor.

### **2.9.5 Barra estabilizadora**

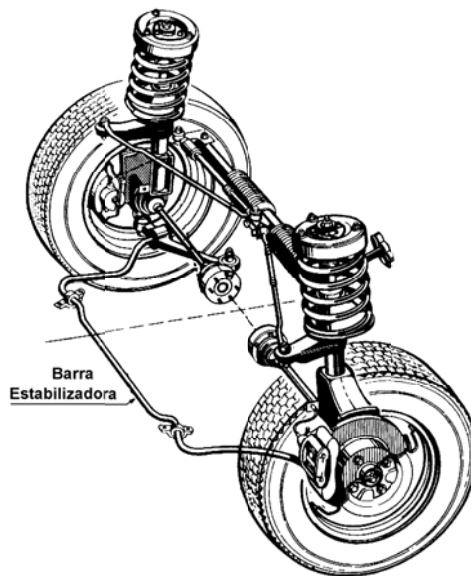
Existem componentes que podem ser adicionados nas suspensões, tanto dianteira como traseira, com vista principalmente em diminuir os ângulos de inclinação da carroçaria e também a velocidade a que o fenómeno acontece. Estes são denominados de barras estabilizadoras e podem ser feitas de barras circulares de aço maciço ou tubular, ou perfis em forma de “U”.

A barra estabilizadora possui outras características para além das já mencionadas, como a influência das características de comportamento em curvas e respostas ao virar do volante, fazendo com que o veículo aumente ou diminua a sobreviragem e subviragem, melhorando a segurança e controlo do veículo. Sendo assim, a utilização da barra no eixo



dianteiro proporciona um aumento da tendência de subviragem e melhora o comportamento em manobras de mudança de direção. Com isto, a maior estabilização do eixo traseiro conduz a um comportamento mais neutro nos veículos de tração dianteira e maior sobreviragem nos de tração traseira.

De seguida (figura 2.35) é apresentada uma suspensão dianteira com barra estabilizadora, onde a barra é fixada aos braços oscilantes e apoiada por casquilhos presos à carroçaria.



**Figura 2.35 – Barra estabilizadora montada sobre uma suspensão dianteira [4]**

O seu efeito estabilizante depende das características de rigidez, definidas através da sua geometria, dimensões e materiais empregues.

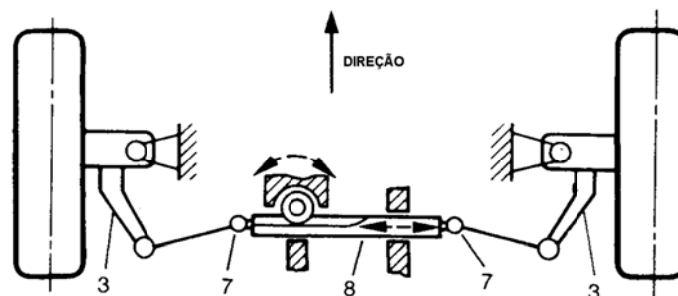
Posto isto, quando se utiliza a barra estabilizadora com vista na melhoria das características de comportamento do veículo, esta utilização também irá provocar alguns efeitos indesejáveis, tais como o aumento da rigidez das suspensões e a vibração da carroçaria em função do atrito causado por seus pontos de apoio, inclusive com maior excitação do grupo motor-propulsor, provocando assim uma diminuição do conforto. Outro ponto negativo é o aumento da oscilação da carroçaria, quando o veículo anda em linha reta em estradas ou pavimentações irregulares e com buracos, provocando um deslocamento relativo entre as rodas do lado esquerdo e direito, quando uma é comprimida e outra estendida.

## 2.10 Sistema de direção

Na grande maioria dos veículos de passageiros, o sistema de direção está localizado somente na suspensão dianteira. Esta terá que permitir o normal funcionamento da suspensão e ao mesmo tempo realizar virar as rodas, respondendo aos comandos realizados no volante pelo motorista.

Quando o veículo se encontra em movimento, o motorista está continuamente a ajustar o volante para percorrer a trajetória desejada, em função da sua percepção e do comportamento do carro. Entre os fatores que contribuem para esta percepção pode-se citar a inclinação lateral da carroçaria, a sensação de aceleração lateral e momento de reação do volante.

O pinhão e cremalheira montados transversalmente em relação ao eixo x do veículo, como é mostrado na figura 2.36, é o mecanismo mais empregue na construção das caixas de direção em veículos de passageiros com suspensão independente. Neste sistema, o movimento de rotação do pinhão, que está ligado à coluna de direção e na outra extremidade tem o volante de direção.



**Figura 2.36 – Esquema de funcionamento do sistema de direção. 3- braços da direção esquerdo e direito; 7- terminais esféricos de ligação do tirante da caixa ao braço; 8- caixa de direção do tipo pinhão e cremalheira [4]**

A grande vantagem deste tipo sistema de direção é a simplicidade de construção e de baixo custo de produção.

Como desvantagem deste sistema podemos enumerar a elevada sensibilidade a impactos das rodas com uma elevada transferência das perturbações para o volante, não podem ser empregues em eixos rígidos e a presença de cargas elevadas em aplicações onde o comprimento dos braços não pode ser aumentado devido ao pouco espaço disponível.

Os mecanismos de direção assistida são cada vez mais adotados com a necessidade de proporcionar conforto e precisão ao motorista.

### 2.10.1 Geometria de Ackermann

*Ackermann* propôs uma geometria de direção, na qual o ângulo da roda dianteira interna é maior que a da roda dianteira externa, direcionando assim as rodas segundo um raio concêntrico, evitando o arrasto de uma das rodas ao descrever a trajetória.

Este tipo de geometria é usado para acelerações laterais baixa pois garante que não existe arrasto das rodas, conseguindo assim uma maior estabilidade e menor desgaste.

Uma desvantagem desta geometria no caso de elevadas acelerações laterais, a roda interior da frente é forçada a um *slip angle* maior que o necessário, provocando o arrasto desta e consequente perda de velocidade e subida da temperatura do pneu. Sendo assim para carros de competição são normalmente utilizadas geometrias em paralelo ou mesmo *Ackermann* reverso.

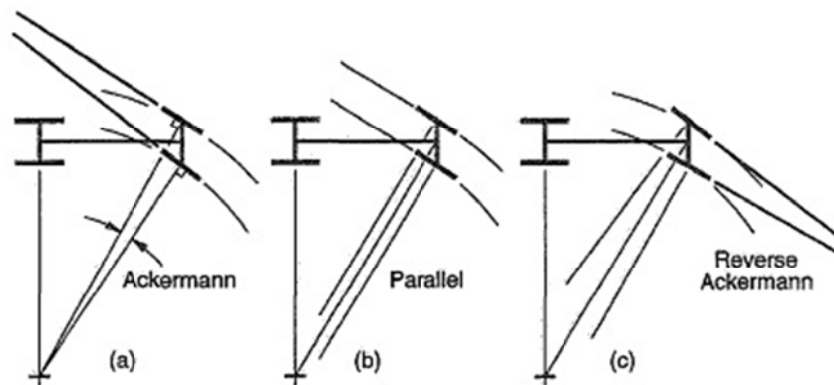


Figura 2.37 – a) Ackerman b) Paralelo C) Ackermann reverso [3]

### 2.10.2 Ride e Roll Rate

O *ride* e *roll rate* são dois parâmetros que influenciam diretamente a variação da força vertical numa roda e a sua posição em relação à carroçaria. O estudo aprofundado destes fatores é de elevada importância, pois estes têm um papel importante no comportamento do veículo em curva uma vez que afetam a variação das forças normais aplicadas nos pneus, que por sua vez afeta as forças laterais desenvolvidas.

Para o cálculo do *ride* e *roll rate*, é necessário fazer algumas suposições e iterar até encontrar uma solução aceitável para um determinado veículo.

### 2.10.2.1 Definições

Antes de mais é útil definir os vários *rates* de suspensão que são:

- *Spring Rate* ( $K_s$ ) – força por unidade de deslocamento de uma mola de suspensão. Para molas helicoidais é medida axialmente ao longo do eixo desta. O *spring rate* pode ser linear, ou seja, força aumenta proporcionalmente com deslocamento ou não-linear, aumentando ou diminuindo com taxa crescente deslocamento
- *Wheel Center Rate* ( $K_w$ ) – força vertical por unidade de deslocamento ao longo do eixo correspondente à linha de centro da roda, medido em relação ao chassis. O seu valor é geralmente inferior à *spring rate* devido à alavancagem que iremos tratar no próximo capítulo. Em outras palavras, o curso vertical do eixo da roda geralmente é maior que o deslocamento correspondente da mola.
- *Tire Rate* ( $K_T$ ) – força vertical por unidade de deslocamento vertical do pneu com a sua carga operacional (deformação). Esta pode ser um fator importante para veículos com molas de suspensão muito rígidas.
- *Ride Rate* ( $K_R$ ) – força vertical por unidade de deslocamento vertical do ponto de referência de contacto do pneu com o solo em relação ao chassis. Este é igual à *wheel center rate* modificada pela *tire rate* vertical. Para um pneu infinitamente rígido, a *ride rate* e *wheel center rate* seria igual. Para um pneu real (com rigidez vertical finita) o *ride rate* é sempre menor que o *Wheel center rate*.
- *Roll rate* ( $K_\phi$ ) – momento resistente ao rolamento da carroçaria por grau de inclinação desta. O termo pode ser aplicado individualmente ou ao carro completo. Esta resistência ao rolamento da carroçaria é fornecido pelo *ride rate*, largura de vias e barra estabilizadora.

As definições acima escritas obedecem às seguintes considerações:

- 0° de *camber* e este não se modifica com ao longo do curso da suspensão;
- Não existe distorção lateral do pneu.

Para o calculo do *ride rate* terá que se saber previamente a frequência natural de cada eixo e proceder ao seguinte calculo:

$$K_R = 4\pi^2 \omega^2 \frac{m_s}{2} [N/m]$$

Onde  $m_s$  Corresponde à massa suspensa por eixo.

A *ride rate* da suspensão pode ser pensada como uma combinação em série de duas molas, uma atuando entre o chassis e o centro da roda, e a outra atuando entre o centro da roda e do solo. O primeiro representa o que chamamos de *whell center rate*, o segundo é *tire rate*.

Sendo assim o *Weel center rate* é dado por:

$$K_W = \frac{K_R K_T}{K_T - K_R}$$

Para o cálculo do *roll rate* da mola da frente e de trás, as fórmulas foram ajustadas para se poder entrar com unidades do sistema internacional:

$$K_{\phi SF} = \frac{K_{RF} t_F^2}{115}$$

$$K_{\phi SR} = \frac{(K_{WR} \times t_S^2)(K_T \times t_R^2)}{115(K_{WR} t_S^2 + K_T t_R^2)}$$

O *roll rate* total das molas é dado pela soma do *roll rate* da frente com detrás:

$$K_{\phi S} = K_{\phi SF} + K_{\phi SR}$$

Para o cálculo do *roll rate da barra estabilizadora*:

$$K_{\phi B} = K_{\phi} - K_{\phi S}$$

Onde  $K_{\phi}$  representa a rigidez ao rolamento e é calculado por:

$$K_{\phi} = \frac{M_{\phi}/A_Y}{RG}$$

RG representa o gradiente de rolamento e pode ser retirado da tabela 2.1:

Tabela 2.1 – Gradientes de rolamento típicos [3]

Very Soft—Economy and basic family transportation, both domestic and import, pre-1975.	8.5 deg./g
Soft—Basic family transportation, domestic and import, after 1975.	7.5
Semi-Soft—Contemporary middle-market sedans, domestic and import.	7.0
Semi-Firm—Imported sport sedans.	6.0
Firm—Domestic sport sedans.	5.0
Very Firm—High-performance domestic, such as Camaro Z-28 and Firebird Trans Am.	4.2
Extremely Firm—Contemporary very-high-performance sports, such as Corvette, and street cars extensively modified to increase roll stiffness.	3.0
Hard—Racing cars only.	1.5
Active Suspension—Servo-controlled roll stiffness. Roll-in, zero-roll, and roll-out all possible.	—

O momento de rolamento por g de aceleração lateral é dado por:

$$\frac{M_{\phi}}{A_Y} = h_{RM} W_S$$

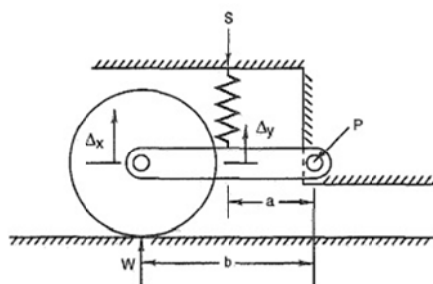
Onde  $W_S$  representa a massa suspensa e  $h_{RM}$  o braço de rolamento do veículo e é calculado por:

$$h_{RM} = h_s - [Z_F + (Z_R - Z_F)(1 - a_s)]$$

### 2.10.2.2 Alavancagem

Até aqui temos lidado com rates (ou *ride* ou *roll*) que são eficazes em relação ao solo ou o centro da roda. Estas são úteis para determinar o desempenho de viragem no estado estacionário através de sua influência sobre as cargas na roda. O próximo passo é determinar as características das molas e da barra estabilizadora necessária para nos dar o ride e roll rates desejados. A fim de realizar este passo, vamos introduzir o conceito de alavancagem (*Installation Ratio* ou IR em inglês).

A alavancagem é um conceito geométrico que relaciona a mudança de comprimento (ou ângulo) de uma força de produção do dispositivo (por exemplo, uma mola, amortecedor, ou barra estabilizadora) a uma mudança no movimento vertical da roda central (figura 2.38).



**Figura 2.38 – Alavancagem numa uma suspensão simples [3]**

Como se pode observar na figura anterior, braço de suspensão é articulada no chassis no ponto “P”. A mola está colocada a uma distância “a” do *pivot* e o centro da roda está a uma distância “b”. Devido às diferentes dimensões de “a” e “b”, a roda irá se mover verticalmente uma distancia  $\Delta_x$  enquanto a mola comprime uma distancia  $\Delta_y$ .

A alavancagem (IR) é definida como a taxa de mudança de compressão da mola com o movimento da roda, ou  $\Delta_y/\Delta_x$ . Se “b” é o dobro “a”  $\Delta_y$  é metade de  $\Delta_x$  e a força no centro da roda,  $W$ , é metade da força na mola,  $S$ . Devido à alavancagem influenciar tanto a força como o deslocamento da mola, esta deve ser colocada ao quadrado para se relacionar com *wheel center rate* e *spring rate*.

Se a variação na compressão da mola é sempre a mesma por unidade de mudança na posição roda, ou seja, a alavancagem é sempre constante, isso é tudo que precisamos saber. No entanto, é comum para suspensões de automóveis ter uma alavancagem que varia com a posição do centro da roda.

Se a relação de ligação não é constante, precisamos saber como ele varia, a fim de relacionar as rates. Podemos ver esta relação na fórmula seguinte:

$$K_W = F_S \left( \frac{\Delta IR}{\Delta \delta} \right) + K_S (IR)^2$$

O primeiro termo da fórmula é chamado de relação geométrica. Como é visto na fórmula, se a mudança da alavancagem com o deslocamento da roda for zero, então o *wheel rate* é relacionada com o *spring rate* e a alavancagem ao quadrado, ou:

$$K_W = K_S (IR)^2$$

## 2.11 Carga nos pneus

Numa situação real, as cargas de aplicadas nas rodas mudam constantemente. Para fazer o cálculo das cargas aplicadas nas rodas, serão feitas algumas simplificações:

Primeiramente considera-se as condições operacionais no estado estacionário, pavimento liso, curvas de velocidade constantes, aceleração longitudinal constante, grau constante, etc.

Em segundo lugar, assumimos que todos os dados básicos do carro utilizados nos cálculos (*roll rates*, *spring rates*, etc.) são lineares, e os dados básicos dimensionais (via dianteira e traseira, distancia entre eixos, altura CG, etc.) são constantes.

Em terceiro lugar, a suposição de linearidade implica que o princípio da superposição é válido. Este princípio estabelece que o total de uma série de efeitos considerados simultaneamente é idêntico à soma dos efeitos individuais considerados individualmente. Portanto, no material que segue, podemos adicionar numericamente as mudanças nas cargas de rodas devido a transferência de carga lateral, transferência de carga longitudinal, etc., para produzir cargas que são válidos para as condições operacionais combinadas.

Finalmente, todos os cálculos apresentados são baseados no pressuposto de que o chassis do carro em questão é rígido. Se o chassis for flexível, particularmente em torção, os cálculos não serão totalmente precisos.

### 2.11.1 Localização do centro de gravidade

A localização do centro de gravidade (CG) de um automóvel é um dos parâmetros que mais influencia o desempenho, porque a capacidade que o pneu tem em curvar é muito dependente da carga vertical aplicada ao pneu. A maior parte das mudanças que são feitas num veículo para competição com vista em melhorar o seu desempenho, têm um efeito sobre as cargas aplicadas nas rodas. Isto pode ser devido à mudança da posição CG ou mudanças que afetam a distribuição de transferência de peso durante as curvas.

O primeiro passo no cálculo das cargas nas rodas em situação de curvas, aceleração e travagem, é determinar a localização do CG. Neste capítulo estão descritos os procedimentos e cálculos para encontrar a localização do CG.

A figura 2.39 mostra as diversas dimensões e os seus nomes de variáveis para o cálculo do centro de gravidade no plano horizontal. O peso total do veículo é a soma dos quatro pesos por roda individual:



$$\text{Peso total do carro} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4$$

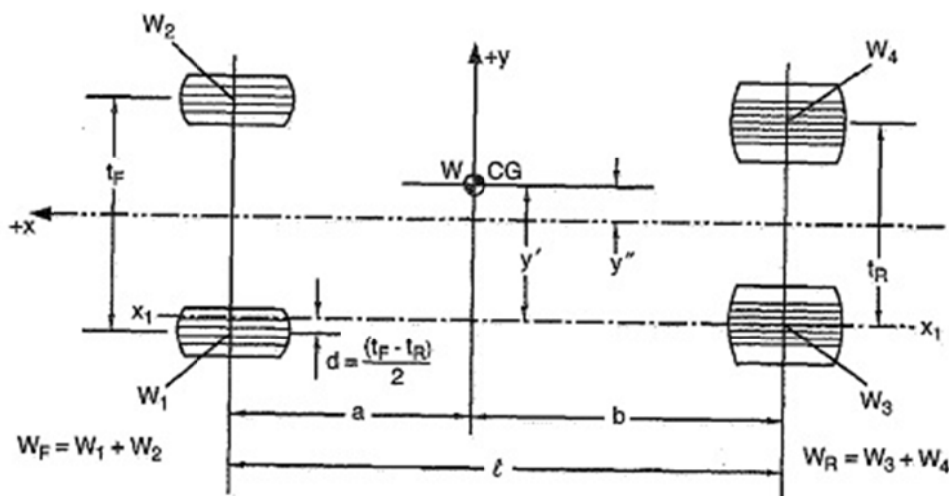


Figura 2.39 – Localização horizontal do centro de gravidade [3]

O primeiro passo no cálculo é calcular o braço que provocará o momento no eixo traseiro:

$$b = \frac{W_F l}{W}$$

E no eixo da frente:

$$a = l - b$$

De seguida serão calculados os braços até ao eixo  $x_1$  (uma linha paralela à linha central do carro através do centro do pneu traseiro esquerdo):

$$y' = \frac{W_2}{W} (t_f - d) - \frac{W_1}{W} d + \frac{W_4 t_R}{W}$$

Pode ser resolvido para  $y''$  (uma vez que  $y'' = y'(t_f/2)$ ) para dar o deslocamento lateral do CG a partir do eixo  $X$ :

$$y'' = \frac{W_2}{W} (t_F - d) - \frac{W_1}{W} d + \frac{W_4 t_R}{W} - \frac{t_R}{2}$$

Para o cálculo da altura do centro de gravidade será necessário levantar a frente ou a traseira do carro de modo a que este faça um ângulo  $\theta$  com a horizontal. As várias dimensões são mostradas na figura 2.40.

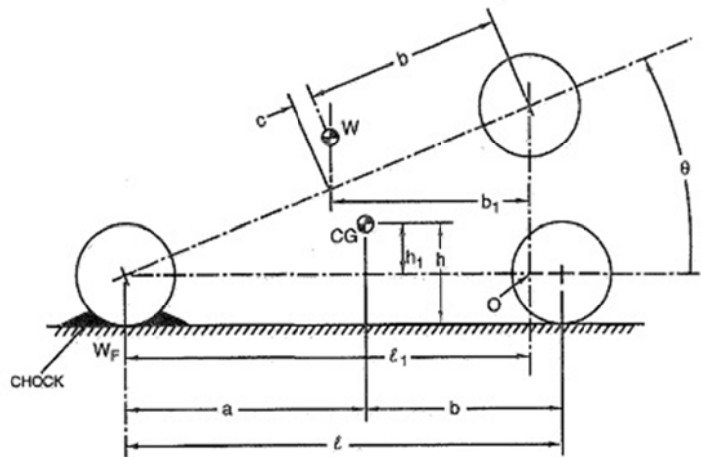


Figura 2.40 – Localização da altura do centro de gravidade [3]

Onde:

$W$  – peso total do veículo;

$W_F$  – peso das rodas da frente com a traseira levantada;

$b$  – distancia na horizontal do eixo traseiro até ao CG;

$l$  – distancia entre eixos;

$\theta$  – ângulo com a horizontal.

Os passos trigonométricos são as seguintes:

$$l_1 = l \cos \theta$$

Tendo momento sobre o ponto  $O$ :

$$W_F l_1 = W b_1$$

a partir do qual:

$$b_1 = \left( \frac{W_F}{W} \right) l \cos \theta$$

Além disso:

$$\frac{b_1}{b + c} = \cos \theta$$

A partir do qual:

$$c = \left( \frac{W_F}{W} l \right) - b$$

Usando  $C/h_1 = \tan \theta$ , a expressão final é:

$$h_1 = \frac{W_F l - W b}{W \tan \theta}$$

Note-se que  $h_1$  é a altura do centro de gravidade acima da linha que liga os centros das rodas que estão à altura do  $R_L$ . Se o  $R_L$  é a igual na frente e traseira da altura ao solo do CG é:

$$h = R_L + h_1$$

Se  $R_L$  é diferente na frente e na traseira, a altura da linha que liga os centros das rodas dianteira e traseira ao CG deve ser encontrado por:

$$R_{LCG} = R_{LF} \left( \frac{b}{l} \right) + R_{LR} \left( \frac{a}{l} \right)$$

Onde a altura do CG vem:

$$h = R_{LCG} + h_1$$

### 2.11.2 Localização do centro de gravidade da massa suspensa

Para alguns cálculos de que irão ser apresentados mais adiante, é necessário saber onde se localiza o centro de gravidade da massa suspensa. Já foi apresentado anteriormente como chegar à localização do centro de gravidade “total”, a localização do CG da massa suspensa pode ser calculada se forem conhecidos os pesos das massas não suspensas. Massa não suspensa inclui rodas (pneus e jantas), travões, semi-eixos, molas, amortecedores, etc.

A figura 2.41 mostra uma vista da planta de um carro, no caso mais geral. O centro de gravidade “total” do veículo,  $W$ , localiza-se longitudinalmente por  $a$  e  $b$  e lateralmente por  $y'$

e  $y''$  Os pesos individuais não suspensos estão localizados no centro de cada roda. O peso da massa suspensa é simplesmente o peso total do veículo menos o peso não suspenso:

$$W_S = W - W_{U1} - W_{U2} - W_{U3} - W_{U4}$$

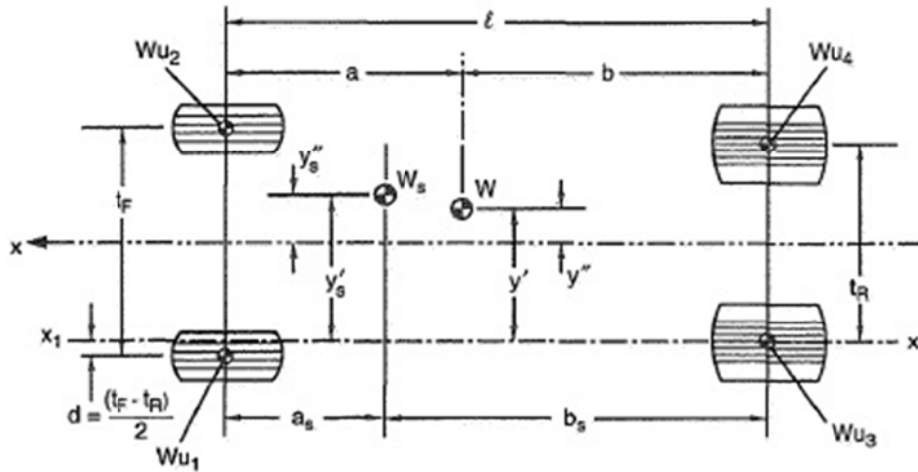


Figura 2.41 – Localização lateral e longitudinal da massa suspensa [3]

A massa não suspensa da frente e da traseira são:

$$W_{UF} = W_{U1} + W_{U2}$$

$$W_{UR} = W_{U3} + W_{U4}$$

A localização longitudinal do CG da massa suspensa, encontra-se admitindo momentos sobre o eixo traseiro:

$$b_S = \frac{Wb - W_{UF}l}{W_S}$$

e

$$a_S = l - b_S$$

A localização lateral do CG da massa suspensa, é encontrado admitindo momentos sobre o eixo  $x_1$ :

$$y'_S = \frac{W}{W_S} y' - \frac{W_{U4}}{W_S} t_R - \frac{W_{U2}}{W_S} (t_F - d) + \frac{W_{U1}}{W_S} d$$

e

$$y_S'' = y_S' - \frac{t_R}{2}$$

Se as massas não suspensas da frente são as mesmos em ambos os lados ( $W_{U1} = W_{U2} = W_{UF}$ ) e as massas não suspensas da traseira também são iguais de ambos os lados ( $W_{U3} = W_{U4} = W_{UR}$ ), então a equação para a posição lateral reduz-se a:

$$y_S' = \frac{W}{W_S} y' - \frac{W_{UR}}{2W_S} t_R - \frac{W_{UF}}{2W_S} t_F + \frac{W_{UF}}{W_S} d$$

Além disso, se a via da frente e de trás são iguais ( $t_F = t_R = t$  e  $d = 0$ ), a expressão se torna:

$$y_S' = \frac{W}{W_S} y' - \frac{W_{UR}}{2W_S} t - \frac{W_{UF}}{2W_S} t$$

A altura do CG da massa suspensa é encontrada através da visualização do plano  $x-z$  como mostrado na figura 2.42. São necessários para este cálculo a altura  $h$  do centro de gravidade total do veículo, as massas não suspensas traseiras e dianteiras  $W_{UF}$  e  $W_{UR}$ , e suas alturas acima do solo (uma boa primeira aproximação é a altura do centro da roda). A altura do CG da massa suspensa  $h_S$ , é encontrado admitindo momentos sobre o solo:

$$h_S = \frac{W}{W_S} h - \frac{W_{UF}}{W_S} R_{LF} - \frac{W_{UR}}{W_S} R_{LR}$$

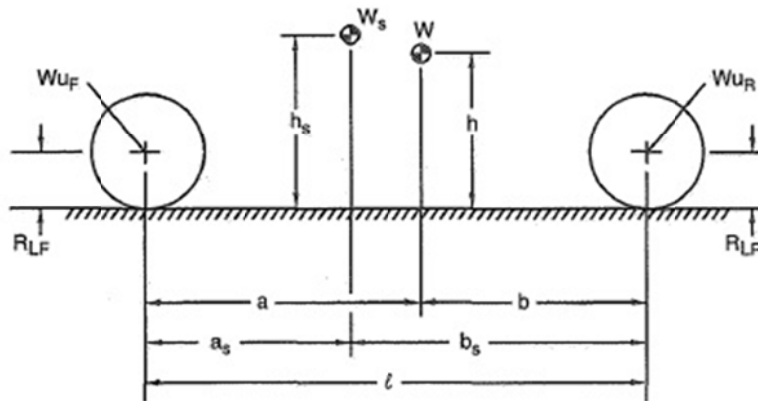


Figura 2.42 – Altura do centro de gravidade de massa suspensa [3]

### 2.11.3 Transferência lateral de massa

O veículo ao fazer uma curva, a carga é transferida do par de rodas de dentro para o par de fora do veículo pois o centro de gravidade está acima do solo. Neste capítulo é mostrado como calcular a transferência de carga total devido a curvas e, mais importante, a distribuição da transferência de carga no eixos dianteiro e traseiro.

Quando um carro está a fazer uma curva, uma força de reação inercial, chamada força centrífuga, é desenvolvido. Esta força é oposta à aceleração lateral produzida por forças de pneus nas curvas.

Se o carro for comprimido em apenas um eixo, quando ele executa uma curva à direita, os resultados estão representados na figura 2.43. A força produzida pelos pneus,  $S_L$   $S_R$ , resulta numa aceleração lateral,  $a_y$  ou  $A_y$  (em g's). A reação inercial ou a força centrífuga é  $WA_y$  (com sinal oposto ao  $a_y$ ).

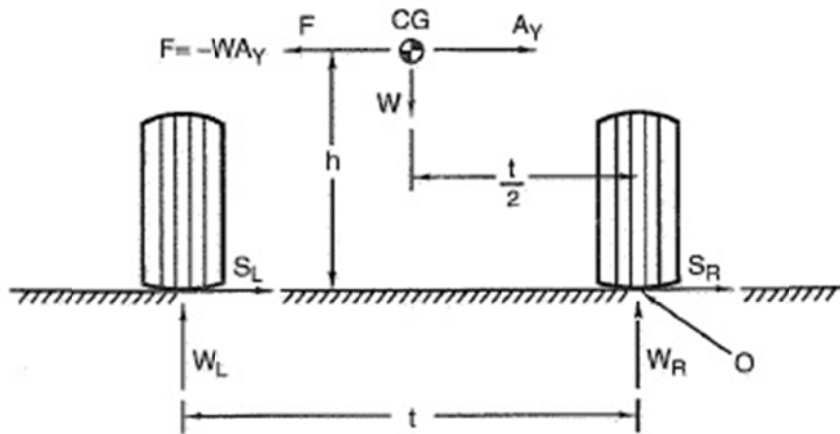


Figura 2.43 – Transferência lateral de massa [3]

Admitindo o momento em torno de “O” (no lado direito), temos:

$$W_L t = W \left( \frac{t}{2} \right) + WA_y h$$

Ou em ordem a  $W_L$ :

$$W_L = \frac{W}{2} + \frac{WA_y h}{t}$$

Admitindo o peso do lado esquerdo é  $W/2$ , a transferência de massa devido à curva é  $W_L - W/2$ :

$$\Delta W = W_L - \frac{W}{2} = \frac{WA_y h}{t}$$

Onde  $\Delta W$  é o aumento na carga do lado esquerdo e diminuição da carga do lado direito devido a curvas.

Expressa como uma fração do peso total torna-se:

$$LLT = \frac{A_y h}{t}$$

Onde:

$LLT$ : Total transferência lateral de massa como uma fração do peso total;

$h$ : Altura do CG;

$t$ : Largura de via;

$A_y$ : Aceleração lateral em g's.

### 2.11.3.1 Distribuição da transferência lateral de massa

As informações nesta secção apenas são aplicáveis no estado estacionário, onde nenhuma consideração é dada com combinação de acelerações laterais e longitudinais ou outras situações dinâmicas (travagem, ou estradas acidentadas).

Como visto anteriormente, a carga é transferida a partir da parte interna da curva para fora devido à altura do CG. A distribuição desta transferência de carga entre a frente e a traseira é uma das principais formas de influência do sub/sobreviragem. Existem dois mecanismos e seus efeitos são:

- Através das molas com uma proporção relativa de rigidez ao rolamento entre a frente e a traseiro.
- Aplicação direta das cargas, desde os pneus ao chassis através dos membros de suspensão, conforme determinado pela altura dos centros de rolamento da frente e de trás.

Esta secção descreve uma técnica para calcular as cargas nas quatro rodas numa curva, uma vez que a contribuição das alturas dos centros de rolamento e as rigidezes ao rolamento são conhecidos.

Para proceder ao cálculo são necessárias algumas suposições:

- Uma força lateral aplicada em qualquer lugar ao longo do eixo de rolamento, não produz nenhum rolamento da massa suspensa.
- As *roll rates* dianteiro e traseiro são medidos de forma independente.

- A deflexão dos pneus estão incluídos nos valores de *roll rates* dianteiro e traseiro.
- O rolamento do eixo em relação ao solo não entrará nos cálculos.
- O CG do veículo e centros de rolamento estão localizados na linha central do carro.

A abordagem aqui adotada será para tratar o carro como um sistema de três massas, composto da massa suspensa e as partes frontal e traseira das massas não suspensas.

Na figura 2.44 está representada a geometria envolvida. Como a figura sugere, a matemática envolvido é um pouco complexo.

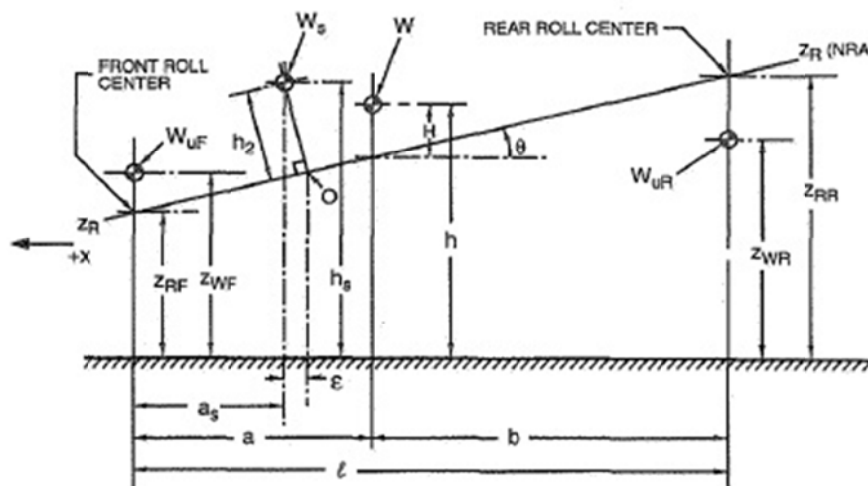


Figura 2.44 – Transferência lateral de massa [3]

Na primeira etapa olhamos ao longo do eixo de rolamento e observamos que a aceleração lateral,  $A_y$ , produz uma força,  $F_s = -W_s A_y$ , que por sua vez provoca um momento sobre “O” de magnitude:

$$M_s = -W_s h_2 (A_y - \phi)$$

Onde  $\phi$  represente o ângulo de inclinação do chassi.

O termo rolamento é um componente da gravidade, mas pode ser negligenciada para ângulos pequenos de rolamento. Note que se  $A_y$  é positivo, o momento  $M_s$  sobre a massa suspensa é negativo e produz um ângulo de rolamento negativo, ou seja, o carro rola para fora da curva.



O efeito da força  $F_s$ , à altura  $h_s$ , é o mesmo que uma força,  $F_s$  na origem O, sobre o eixo de rolamento que provoca um momento,  $M_s$ . A força  $F_s$  pode ser dividida nas suas componentes, dianteira e traseira, que produzirá transferências de carga no eixo independente de *roll rates*. O momento  $M_s$  produz um ângulo de rolamento  $\phi$ , medido num plano perpendicular ao eixo de rolamento, cuja magnitude dependerá da soma da *roll rate* dianteira e traseira.

Relacionando o momento  $M_s$  com a rigidez ao rolamento vem:

$$\frac{\phi}{A_y} = \frac{-W_s h_2}{K_F + K_R - W_s h_2} = K_\phi$$

que nos dá a sensibilidade ao rolamento para aceleração laterais em radianos por “g”.

De seguida, o momento  $M_s$  é dividido para a frente e para trás de acordo com sua rigidez ao rolamento, que combinando com a força  $F_s$  produz a transferência de massa individual de cada eixo.

Usando estas equações podemos chegar à transferência lateral de massa para os eixos dianteiro e traseiro que são expressos como sensibilidades à aceleração lateral  $A_y$ .

$$\frac{\Delta W_F}{A_y} = \frac{W_s}{t_F} \left[ \frac{h_2 K_{F'}}{K_F + K_R - W_s h_2} + \frac{l - a_s}{l} z_{WF} \right]$$

Onde  $K_{F'} = K_F - (l - a_s)W_s h_2 / l$

Para o eixo traseiro a expressão é similar:

$$\frac{\Delta W_R}{A_y} = \frac{W_s}{t_R} \left[ \frac{h_2 K_{R'}}{K_F + K_R - W_s h_2} + \frac{a_s}{l} z_{RR} \right]$$

Onde  $K_{R'} = K_R - a_s W_s h_2 / l$

As unidades destas expressões são quilogramas de massa por mudança “g” da aceleração lateral.

Para a utilização das expressões acima descritas é necessário o conhecimento detalhado da geometria do veículo, sendo por isso um pouco complicado. Estas equações

podem ser simplificadas se recorrer ao CG total do veículo e sua altura acima do eixo de rolamento. Isto implica um sistema único de massa e as seguintes substituições são feitas nas equações:

$$W_{UF} \approx W_{UR} \approx 0$$

$$W_S = W$$

$$a_S \approx a$$

$$h_S \approx h$$

$$K_{F'} \approx K_F$$

$$K_{R'} \approx K_R$$

Além destas simplificações, o termo do ângulo de rolamento  $\phi$ , pode ser considerado zero.

Com estas suposições, as formulas tomam a forma de:

$$\frac{\phi}{A_y} = \frac{-WH}{K_F + K_R} = K_\phi$$

$$\frac{\Delta W_F}{A_y} = \frac{W}{t_F} \left[ \frac{HK_F}{K_F + K_R} + \frac{b}{l} z_{RF} \right]$$

$$\frac{\Delta W_R}{A_y} = \frac{W}{t_R} \left[ \frac{HK_R}{K_F + K_R} + \frac{a}{l} z_{RR} \right]$$

Para ambos os eixos, dianteiro e traseiro, a fórmula simplificada dá respostas que são inferiores da dada pela fórmula completa (na ordem do 2-3% [3]).

Existem dois parâmetros que se relacionados com a transferência lateral de massa. São eles:

- Distribuição do *Roll Rate* da frente =  $K_F/(K_F + K_R)$ ;
- Distribuição do *Roll Rate* traseiro =  $K_R/(K_F + K_R)$ ;

e:

- Distribuição da transferência lateral de massa da frente =  $\Delta W_F/(\Delta W_F + \Delta W_R)$ ;
- Distribuição da transferência lateral de massa na traseira =  $\Delta W_R/(\Delta W_F + \Delta W_R)$ .

### 2.11.4 Transferência longitudinal de massa

Quando o veículo está em aceleração positiva,  $a_x$  (quando acelera), ou aceleração negativa,  $-a_x$  (quando trava), uma força de reação inercial é desenvolvido que é semelhante à força centrífuga. Em curva a força é  $WA_y$ ; em aceleração longitudinal da força  $F$ , é  $WA_x$  (com sinal oposto a  $a_x$ ), onde  $A_x$  é igual  $a_x$ , expresso em g.

Na figura 2.45 está representado o esquema em que o veículo se encontra a acelerar.

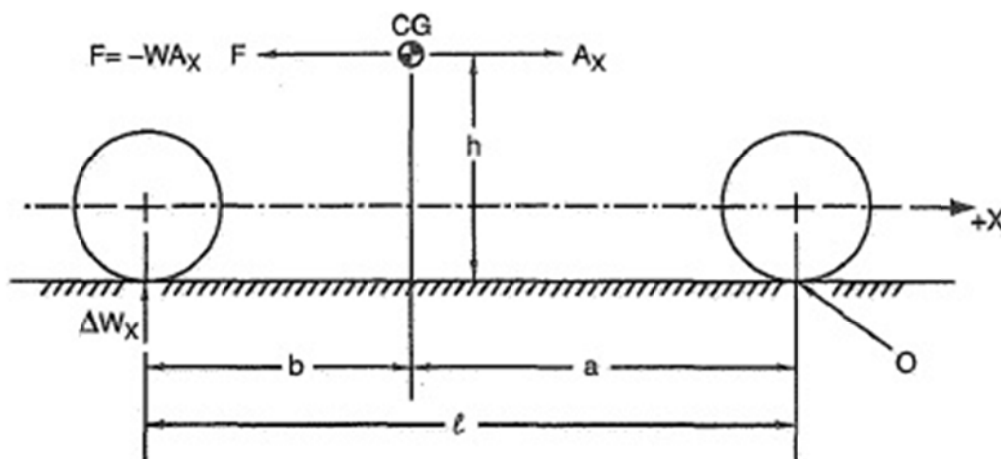


Figura 2.45 – Transferência longitudinal de massa [3]

Considerando o momento em torno de  $O$  (contacto do pneu da frente com o solo) vem:

$$\Delta W_x l = h W A_x$$

Rearranjando em ordem a  $\Delta W_x$ :

$$\Delta W_x = \frac{h}{l} W A_x$$

Onde  $\Delta W_x$  é o aumento da carga no eixo traseiro ou a correspondente diminuição da carga do eixo dianteiro.

Para acelerações negativas (travagem),  $\Delta W_x$  é dada pela mesma expressão, mas a carga do eixo dianteiro aumenta.

## 2.12 Sistema de travão de disco

Basicamente, o sistema de travões a disco nasceu com as bicicletas. Se observarmos a figura 2.46, o que faz travar uma bicicleta são duas peças, feitas num material polimérico para aumentar o atrito, comprimidas contra a roda. Essa ação gera uma força de atrito entre as superfícies, causando a diminuição da rotação da roda. A força exercida pela mão do ciclista é transmitida, normalmente por meio de um cabo de aço até o garfo de ancoragem das peças poliméricas.

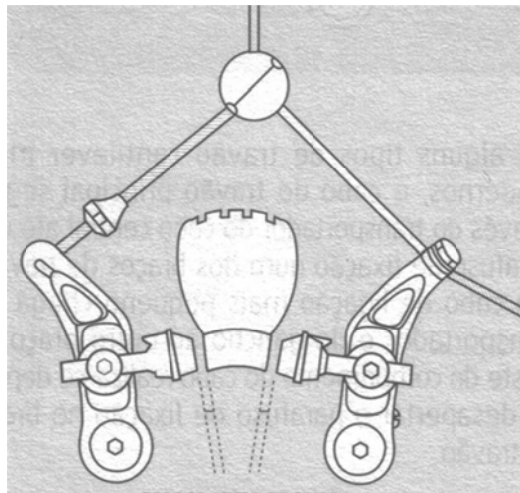


Figura 2.46 – Sistema de travão de uma bicicleta [10]

O Sistema de Travão de Disco baseia-se nesse mesmo princípio, obviamente adaptado através de cálculos e projetos de engenharia, pois as aplicações em automóveis requerem tensões muito mais elevadas (figura 2.47).

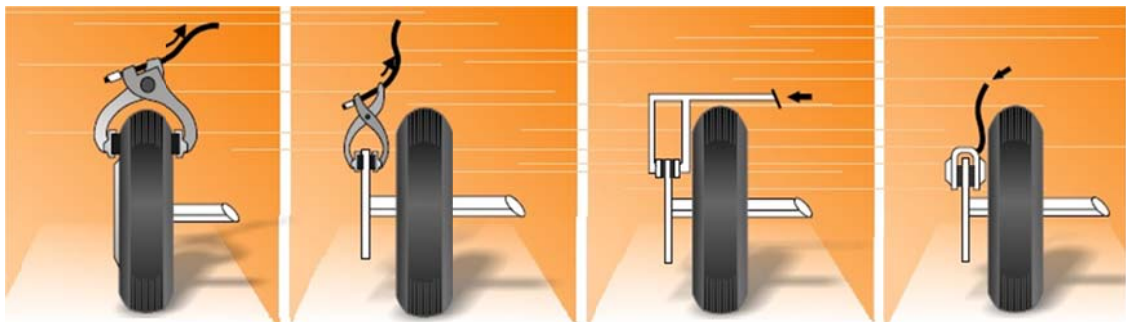


Figura 2.47 – Evolução sistema de travagem

Na tabela 2.2 são apresentadas as inovações que este sistema apresenta em relação ao das bicicletas:

**Tabela 2.2 – Modificações na evolução do sistema de travão de disco**

Projetado de modo a promover uma boa funcionalidade, aliados à conservação, fragilidade e aparência...	Projetado de modo que girasse junto com as rodas do veículo. O irá atuar no disco e não nas rodas.
O garfo de ancoragem das sapatas foi substituído...	por êmbolos dimensionados e acionados hidráulicamente.
Em lugar dos cabos de aço que transmitem a força das mãos dos ciclistas até a roda...	...é utilizada a pressão hidráulica gerada em conjunto específica e fluindo por tubulações rígidas e flexíveis.
As sapatas de borracha deram espaço às...	...pastilhas fabricadas de uma mistura de amianto e limalha metálica, suportando com maior resistência os efeitos de travagem no veículo.

### 2.12.1 Princípio de funcionamento

Quando o travão é aplicado, a energia cinética absorvida pelos discos é transformada em calor, aquecendo o disco. Esse calor se irradia para os componentes do sistema, ou seja, o material de atrito (pastilhas) e restantes componentes. O calor produz dois efeitos:

- Na parte hidráulica, elevando a temperatura do fluido;
- No material de atrito, diminui-lhe o coeficiente de atrito.

No caso dos tambores de freio, o calor é dissipado com maior facilidade se estes forem em alumínio e forem alhetados (figura 2.48).



**Figura 2.48 – Travão de tambor alhetado em alumínio [11]**

Os primeiros travões de disco não tinham nenhum recurso próprio para acelerar o resfriamento (figura 2.49), mas mesmo assim eram mais eficientes que os travões de tambor.



**Figura 2.49 – Travão de disco não ventilado [12]**

Algum tempo depois surgiu o disco ventilado (figura 2.50), em que as duas superfícies eram unidas por canais de ventilação formando uma verdadeira turbina, que aspirava ar e o expulsava pela periferia do disco.



**Figura 2.50 – Disco de travão ventilado [13]**

Haveria ainda um desenvolvimento, o disco ranhurado ou furado (figura 2.51), ajudando não só a dissipar o calor, como também melhorar o escoamento da água.



**Figura 2.51 – Disco de travão ranhurado e furado [14]**

Na figura 2.52 está representado os vários materiais típicos empregues no fabrico dos discos de travão, em função da velocidade e solicitações a que estes irão estar sujeitos.

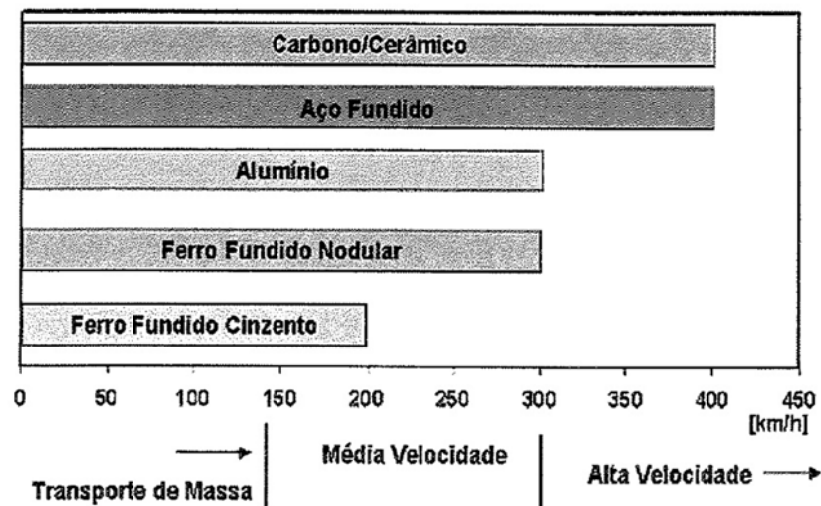


Figura 2.52 – Principais materiais empregues nos discos de travão e respetiva faixa de utilização [15]

### 2.12.2 *Fading* nos discos de travão

O *Fading* é um fenómeno que ocorre nos travões que consiste na perda de eficiência destes em função do aumento do aquecimento gerado pelas superfícies em contacto.

Na figura 2.53 pode-se observar a diminuição do atrito com o aumento da temperatura onde valores limites de temperatura, faz tender a força de atrito para zero.

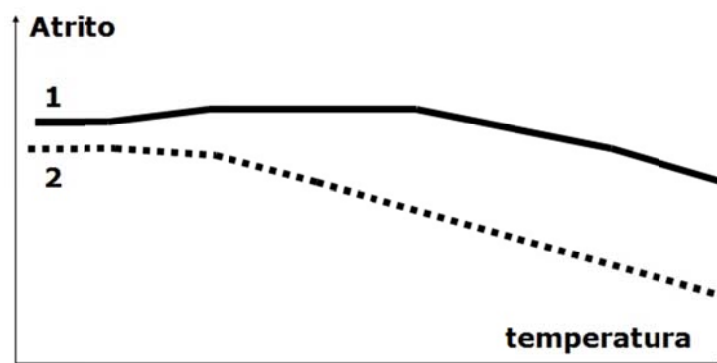


Figura 2.53 – Força de atrito *versus* Temperatura

A maneira mais comum de retardar o aparecimento do *fading* é ventilar a superfície de atrito. Devem estar expostos à corrente de ar ou mesmo ser-lhes conduzido ar por algum tipo de tubulação. As aberturas das rodas contribuem também para a dissipação do calor.

### 2.12.3 Material de atrito

O composto da pastilha possui influência direta no aparecimento do *fading*. No seu aparecimento as pastilhas tinham amianto na composição. No entanto, depois da descoberta dos seus problemas para a saúde humana (altamente cancerígeno), o material foi banido de toda a indústria, inclusive automobilística. Há muito que as pastilhas não contêm mais amianto e o resultado é que o *fading*, de uma maneira geral aumentou.

É recorrente nos carros de corrida usar-se pastilhas com composto de carbono ou mesmo cerâmicos, levando a que praticamente não ocorra *fading*. Em compensação, não são aconselhados para uso a baixas cargas, pois a baixas temperaturas seu coeficiente de atrito é muito baixo.

Muitas vezes a sua alteração pode resultar num aumento significativo da performance de travagem.

### 2.12.4 Fluido de travão

Para ocorrer a transmissão da força aplicada no pedal de travão pelo motorista até aos êmbolos da maxila que apertão as pastilhas contra o disco, é necessário um fluido de transporte. Como já foi dito, esse fluido também irá absorver algum do calor libertado pelo disco de travão, podendo em casos extremos levar à ebulição. Neste caso o sintoma é pedal esponjoso ou, em caso extremos, baixar completamente. Quando o fluido entra em ebulição, são formadas bolhas de ar no sistema e o movimento do pedal não consegue mais transmitir pressão para as pinças ou cilindros de roda, pois o ar é compressível.

Caso o sistema não se encontre bem estanque, poderá ocorrer a infiltração de humidade ambiente para o circuito, aumentando a possibilidade de ocorrência de ebulição da água. Sendo assim é importante fazer a substituição frequente do fluido.

Existem vários tipos de líquido, e não se devem misturar líquidos diferentes. O organismo que regula as normas é o Department Of Transportation (DOT), daí os líquidos serem denominados DOT 3, DOT 4 ou DOT 5



### 3 Preparação da viatura

A preparação da viatura foi levada a cabo pelos alunos da FEUP onde se serviram de um Alfa Romeo 156 1.6 TS. No entanto o objetivo deste projeto é o desenvolvimento do Alfa Romeo 156 1.8 TS e não o que foi preparado. Este facto deveu-se a que na altura de compra da viatura, este modelo apresentar um menor custo e de mais fácil aquisição, e é em tudo idêntico ao modelo 1.8.

As únicas modificações necessárias para transformar este veículo num 1.8 foi substituir o motor 1.6 pelo 1.8 e alterar a respetiva cablagem de gestão do motor, substituir centralina e a bomba elétrica de gasolina. Quanto às caixas de velocidades, estas também são diferentes, mas optou-se por permitir a utilização em prova das duas, pois a caixa do 1.6 apresenta um *rapport* mais curto, sendo preferível para circuitos curtos e provas de montanha, enquanto a caixa do 1.8 tem um *rapport* mais longo, o que pode favorecer melhores prestações em circuitos mais longos.

As características do Alfa Romeo 156 1.8 TS estão apresentadas na tabela seguinte:

**Tabela 3.1 – Características técnicas do Alfa Romeo 156 1.8 TS [16]**

Motor	
Tipo de motor	4 cilindros em linha
Combustível	Gasolina
Disposição	Frente transversal
Distribuição	Dupla árvore de cames à cabeça
Número de válvulas	4 por cilindro
Diâmetro e curso do pistão	82,0 x 82,7 mm
Cilindrada	1747 cc
Compressão	10,3:1
Potencia	144 cv às 6500 rpm
Binário	169 Nm às 3500 rpm
Transmissão	
Caixa de velocidades	5 <i>Rapports</i>
Tração	Dianteira
ESP	Não

Controlo de tração	Não
Chassis	
Direção	Cremalheira, assistida
Suspensão dianteira	Duplo triângulo com molas helicoidais, amortecedores hidráulicos e barra estabilizadora
Suspensão traseira	Sistema <i>MacPherson</i> com barra estabilizadora
Cx	0,31
Travões da frente	Disco 281 mm diâmetro e 15 mm espessura
Travões de trás	Disco 151 mm diâmetro e 10 mm espessura
ABS	Sistema <i>Bosch</i> 5.3
Pneus	185/65 VR 15
Dimensões	
Comprimento	4430 mm
Largura	1745 mm
Altura	1415 mm
Distância entre eixos	2595 mm
Largura via da frente	1519 mm
Largura via de trás	1506 mm
Mala	378 litros
Número de portas	4
Número de lugares	5
Peso	1230 kg
Performance	
Relação peso/potencia	8,54 kg/cv
Velocidade máxima	208 km/h

Dos 0-100 km/h	8,9 segundos
400 metros	17,1 segundos
1000 metros	30,8 segundos
Consumos	
Urbano	9,5 L/100 km
Extra-urbano	7,6 L/100 km
Combinado	8,0 L/100 km
Reservatório	63 L
Emissões de CO <sub>2</sub>	202 g/km

A montagem do automóvel levou em conta todas as normas impostas pela federação – FPAK, consultadas no próprio *site*.

Primeiramente o carro foi todo desmontado (figura 3.1) para ser montada a estrutura de segurança, onde foi retirada todas as massas insonorizadoras de modo a reduzir ainda mais o seu peso. Foi ainda necessário proceder ao fecho do teto de abrir pois não é permitido pela federação por razões de segurança.



Figura 3.1 – Desmontagem do veículo

A colocação da *baket* requer alguma atenção pois estas serão colocadas numa posição mais baixa do que os bancos originais por razões de falta de espaço devido à estrutura de segurança. Para baixar a *baket* será necessário cortar o túnel central e soldar umas chapas em L para permitir a colocação dos bancos (figura 3.2 e 3.3).



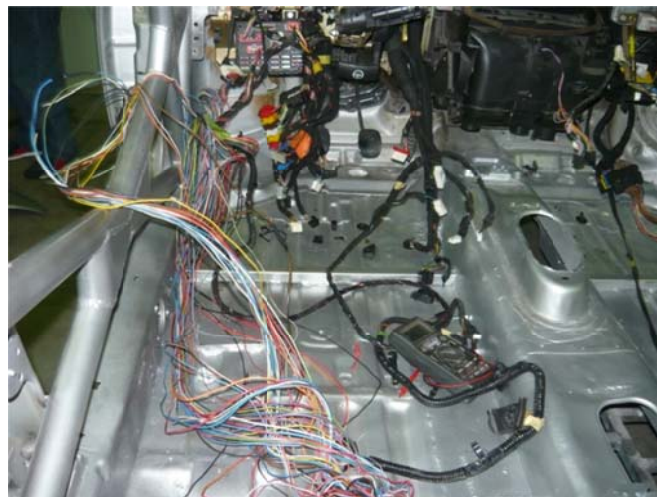
**Figura 3.2 – Recorte no túnel central**



**Figura 3.3 – Chapa em L soldada**

Com a carroçaria praticamente pronta, iniciou-se à eliminação de vários sistemas elétricos desnecessários para competição com vista na diminuição de peso (figura 3.4). Foi então retirado o fecho central, vidros elétricos, instalação sonora, regulação elétrica de espelhos e luzes de interior.

A bateria também foi colocada na mala com vista a recuar o centro de massa do carro.



**Figura 3.4 – Montagem da instalação elétrica**

Depois de a instalação elétrica concluída, procedeu-se à colocação do motor 1.8 (figura 3.5). Foi necessário fazer uma pequena revisão no motor por uma questão de segurança, onde foi retirado o compressor de ar condicionado e substituído a correia de distribuição por uma adequada (sem compressor de ar condicionado) e respetivos tensores.

Optou-se por manter a caixa de velocidades do 1.6, pois como já foi dito, possui um *raport* final mais curto.



**Figura 3.5 – Colocação do motor 1.8 TS**

De seguida foram feitas também alterações na colocação do sistema de comando da caixa de velocidades. Com o abaixamento e encurtamento no túnel central, o espaço foi reduzido, e aliado à necessidade de encurtar o curso da alavanca de velocidades, foi decidido que os comandos da caixa passariam pelo interior do habitáculo (figura 3.6).



**Figura 3.6 – Passagem do sistema de comando da caixa pelo interior do habitáculo**

Por fim, a tubagem de gasolina foi substituída por tubagens em cobre e colocada no interior do carro pois no exterior do carro estava mais sujeita a perigo de romper.

Na montagem do carro, com vista na constante diminuição de peso, foram substituídos os vidros laterais por policarbonato, foi retirada toda a chapa interior da mala e portas, bem como a massa da *chauffage* foi reduzida.

Para uma rápida preparação do veículo, foram adquiridos quatro amortecedores desportivos da marca *Bilstein*, dois de referência 24-027977 para a frente e dois de referência 35-047216 para trás.

Foram feitas algumas modificações nos amortecedores (figura 3.7) para que estes possam ser ajustados para promover a alteração da altura do veículo.



**Figura 3.7 – Amortecedores já modificados**

Com alguma pesquisa em várias viaturas de competição, optou-se pela implementação de molas com rigidez de 120 N/mm à frente e 160 N/mm atrás.

Para substituição dos casquilhos de suspensão, não existe no mercado este componente à venda em separado, apenas os braços completos, o que se optou por adquirir um *kit* de casquilhos de competição da marca *powerflex*.



## 4 Sessões de testes em pista

Para a realização da avaliação e testes da viatura, foi escolhido o circuito Vasco Sameiro em Braga (figura 4.1), e o piloto que conduziu a viatura foi o Pedro Salvador.



**Figura 4.1 – Circuito Vasco Sameiro [17]**

Este circuito possui um comprimento de 3020 metros e uma largura média de 10 metros, fazendo com que possua uma Homologação FIA grau 4.

### 4.1 Primeira sessão de testes

A primeira sessão de testes foi realizada no dia 16 de Abril. Nesta altura o veículo ainda não estava com um *set-up* muito afinado, servindo apenas esta sessão para um primeiro contacto entre viatura e piloto bem como mostrar a viatura a possíveis participantes no desafio.

Nesta sessão foram utilizados pneus 225/ 45 R17 na frente e na traseira do veículo.

Na tabela 4.1 estão representados os tempos feitos nesta primeira sessão de testes.

Tabela 4.1 – Tempos da primeira sessão de testes

Volta	Tempo
1	1.46.79
2	1.42.96
3	1.43.14
4	1.42.78
5	1.42.91
6	1.42.62
7	1.42.17
8	1.42.19
9	1.42.86
10	1.42.27

## 4.2 Segunda sessão de testes

A segunda sessão de testes realizou-se no dia 9 de Maio. Nesta sessão de teste foram montadas no carro jantes de 15 polegadas com pneus *slicks* recauchutados com a medida 195/50 R15. Foram também montados espaçadores de vias com 15 mm nas quatro rodas, aumentando desta forma a largura de vias que por sua vez confere maior estabilidade à viatura.

Nesta sessão, o alinhamento de convergência dado ao carro foi divergente de forma a aplicar um comportamento de sobreviragem ao veículo. Quanto ao *camber* das rodas, como ainda não foi desenvolvido nenhum mecanismo de afinação para este parâmetro, este será fixo.

Com o carro em repouso, *camber* das rodas esquerdas do lado esquerdo era 0,5° mais positivo, pois com o peso do condutor este tornara-se igual ao do lado direito. Na tabela 4.2 está os valores de *camber* e convergência aplicados nesta sessão de testes.



**Tabela 4.2 – Valores de *camber* e convergência da segunda sessão de testes**

	Camber esquerda	Convergência	Camber direita
Frente	-2,5°	30' divergente	-3,0°
Trás	-2,5°	30' divergente	-3,0°

Com estas características de *set-up*, os tempos por volta foram os da tabela 4.3:

**Tabela 4.3 – Tempos por volta da segunda sessão de testes**

Volta	Tempo
1	1.39.06
2	1.38.54
3	1.39.89
4	1.39.08

As pressões registadas em bares antes e após a sessão de testes bem como as temperaturas em celsius que os pneus atingiram após a sessão de testes são apresentadas na tabela 4.4 e 4.5:

**Tabela 4.4 – Pressões de ar nos pneus registadas**

	Esquerda		Direita	
	Inicial	Final	Inicial	Final
Frente	2,7 bar	3,5 bar	2,7 bar	3,5 bar
Trás	2,8 bar	3 bar	2,8 bar	3,1 bar

**Tabela 4.5 – Temperaturas registadas nos vários pneus**

	Esquerda			Direita		
	Exterior	Centro	Interior	Interior	Centro	Exterior
Frente	78,9	72,4	91,8	95,1	80	78
Trás	47,2	60,1	64	69,8	61,4	59,8

De seguida foi feito o segundo teste do dia, não modificando nada no carro, apenas para observar se o carro se mantinha constante e estável. Foram feitas novas medições de tempos, pressão de pneus no fim da sessão de teste bem como temperaturas.

**Tabela 4.6 – Tempos por volta do segundo teste do segundo dia de sessão de testes**

Volta	Tempo
1	1.39.55
2	1.40.06
3	1.39.96
4	1.39.72
5	1.40.00
6	1.40.12
7	1.40.09
8	1.40.53

**Tabela 4.7 – Pressões de ar nos pneus antes e após o segundo teste**

	Esquerda		Direita	
	Inicial	Final	Inicial	Final
Frente	2,7 bar	3,5 bar	2,7 bar	3,6 bar
Trás	2,8 bar	3,3 bar	2,8 bar	3,4 bar

**Tabela 4.8 – Temperaturas registadas nos vários pneus**

	Esquerda			Direita		
	Exterior	Centro	Interior	Interior	Centro	Exterior
Frente	81	88	98,3	100	95,1	85
Trás	51,2	63,3	69,4	76,9	68,5	64

### 4.3 Terceira sessão de testes

A terceira sessão de teste foi realizada no dia 8 de Junho com uma temperatura de pista de aproximadamente 44°C.

Para esta sessão foram feitas algumas alterações na pressão a frio dos pneus, na convergência e no *camber* como podemos ver nas tabelas seguintes.

**Tabela 4.9 – Valores de *camber* e convergência da terceira sessão de testes**

	Camber esquerda	Convergência	Camber direita
Frente	-2,5°	10' convergente	-3,0°
Trás	-2,0°	30' convergente	-2,5°

**Tabela 4.10 – Pressões a frio dos pneus**

	Esquerda	Direita
Frente	2,8	2,8
Trás	3	3

Com estas pequenas alterações foi-se fazer o teste em pista, retirando os tempos por volta que são apresentados na tabela 4.11.

**Tabela 4.11 – Tempos por volta do primeiro teste do terceiro dia de sessão de testes**

Volta	Tempo
1	1.39.17
2	1.39.60
3	1.39.58

Como se pode observar os tempos não foram muito diferentes da sessão de testes anterior, embora o piloto tenha confirmado umas diferenças no comportamento do carro. A alteração mais notória foi o comportamento subvirador que o carro adquiriu, devido à convergência introduzida nesta sessão de testes.

No final do teste foram feitas medições da temperatura e pressão dos pneus a quente, que são apresentadas na tabela 4.12 e 4.13:

**Tabela 4.12 – Temperaturas registadas nos vários pneus após primeiro teste**

	Esquerda			Direita		
	Exterior	Centro	Interior	Interior	Centro	Exterior
Frente	76,8	80	90	93	87,5	83
Trás	49,2	59	59	65,5	62	63

**Tabela 4.13 – Pressões a quente dos pneus**

	Esquerda	Direita
Frente	3,5	3,5
Trás	3,5	3,5

De seguida foram trocados os pneus da frente para trás e os de trás para frente e baixou-se a pressão dos mesmos para verificar o modo que este parâmetro influencia o comportamento do carro. Os resultados quer da pressão a frio introduzidas, quer do tempo por volta, são expressos nas tabelas seguintes:

**Tabela 4.14 – Pressões a frio dos pneus para segundo teste**

	Esquerda	Direita
Frente	2,4	2,4
Trás	2,8	2,8

**Tabela 4.15 – Tempos por volta do segundo teste do terceiro dia de sessão de testes**

Volta	Tempo
1	1.40.31
2	1.40.02

De seguida, com as mesmas pressões a frio dos pneus, mas fazendo uma pequena alteração na convergência (tabela 4.16), foram feitas novas cronometragens.

**Tabela 4.16 – Valores de *camber* e convergência no segundo teste do dia**

	Camber esquerda	Convergência	Camber direita
Frente	-2,5°	20' divergente	-3,0°
Trás	-2,0°	30' divergente	-2,5°

**Tabela 4.17 – Tempos por volta do terceiro teste do terceiro dia de sessão de testes**

Volta	Tempo
1	1.39.75
2	1.39.98
3	1.40.22

Nestas condições de convergência, o veículo adquiriu o comportamento neutro sobrevirador, o que levou a concluir que a adoção de um alinhamento divergente é a melhor opção para este carro.

Para um último teste, optou-se por baixar 10 cm a suspensão dianteira, ficando com uma altura ao solo de 115 mm.

Os resultados em pista estão apresentados na tabela 4.18.

**Tabela 4.18 – Tempos por volta do terceiro teste do terceiro dia de sessão de testes**

Volta	Tempo
1	1.38.55
2	1.39.06
3	1.39.87
	1.38.75

Depois de todas as sessões de testes concluídas, chegou-se à conclusão que este Desafio irá ser bastante competitivo e bastante entusiasmante pois o carro é bastante competitivo e curva muito bem, embora o seu principal problema prende-se num fraco poder de travagem.

## 5 Abordagem do problema

O método de calculo que vamos seguir foi propôs to por Milliken. Neste irão ser conseguidos valores muito aproximados para as molas e barras estabilizadoras, partindo de valores previamente definidos como as frequências naturais de cada eixo ( $\omega$ ) e o gradiente de rolamento ( $\phi$ ).

Como já foi referido anteriormente, o modelo que nos serviu de base para este projeto foi o Alfa Romeo 156 1.6 TS. No decorrer deste capítulo são apresentados todos os cálculos necessários para a definição do problema, recorrendo a toda a introdução teórica apresentada anteriormente.

### 5.1 Levantamento Geométrico

Neste capítulo são apresentadas todas as características geométricas do veículo. O levantamento geométrico é um processo por vezes difícil devido ao difícil acesso a determinados pontos de medição.

Existem no entanto algumas medições que são de fácil observação, sendo elas a distância entre eixos, largura de vias (traseira de da frente) e dimensões do pneu. De seguida são apresentadas estas dimensões:

Tabela 5.1 – Parâmetros geométricos

Distância entre eixos [mm] (figura 5.1)	2595
Largura via da frente [mm] (figura 5.2)	1549
Largura via traseira [mm]	1536
Dimensões do pneu	195/50 R15



Figura 5.1 – Distância entre eixos



Figura 5.2 – Largura da via da frente

### 5.1.1 Altura ao solo

A altura ao solo é uma medição que é relativamente simples de tirar, apenas será necessário assentar as quatro rodas numa superfície horizontal plana. A altura foi medida desde o solo até ao centro da articulação do braço de suspensão inferior. De seguida são apresentadas estas medições:

Tabela 5.2 – Alturas ao solo

	Frente	Trás
Altura ao solo [mm]	115	179

### 5.1.2 Centros Instantâneos e Centros de Rolamento

No veículo em estudo, a suspensão da frente é do tipo duplo triângulo, sendo os braços superiores fabricados em alumínio e montados numa estrutura que aperta nas torres dos amortecedores.

Como podemos verificar na figura 5.3, o eixo por onde este braço roda não está paralelo ao eixo do braço inferior. Desta forma o movimento deste braço influencia tanto o *camber* como o *caster* da roda.

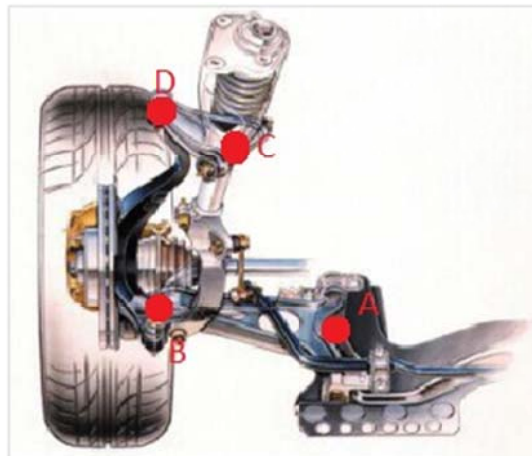
O braço inferior está assente num *charriot*, enquanto que a suspensão está assente neste braço por via de uma espécie de “garfo”. A barra estabilizadora está por sua vez ancorada neste garfo.

No caso da suspensão traseira, esta é do tipo *McPherson* (figura 2). Esta suspensão é constituída por dois braços inferiores ligados a numa extremidade ao *charriot* e na outra extremidade à manga de eixo. O amortecedor está ligado à carroçaria através de um cabeçote de borracha vulcanizada, estando a barra estabilizadora assente na sua estrutura.

Para a determinação quer do centro instantâneo quer do centro de rolamento, o veículo foi colocado assente nas rodas numa superfície plana. De seguida foram retirados alguns parâmetros geométricos tais como:

Para o eixo dianteiro (figura 5.3):

- Pontos de ancoragem do braço de suspensão inferior ao *charriot* – Figura 5.3 A.
- Ponto de ancoragem do braço de suspensão superior ao amortecedor – Figura 5.3 C.
- Ponto de ancoragem do braço de suspensão inferior à manga de eixo – Figura 5.3 B.
- Ponto de ancoragem do braço de suspensão superior com estrutura metálica – Figura 5.3 D.



**Figura 5.3 – Suspensão da frente**

Recorreu-se ao *software AutoCad®* para desenhar a suspensão e as respetivas dimensões (figura 5.4):



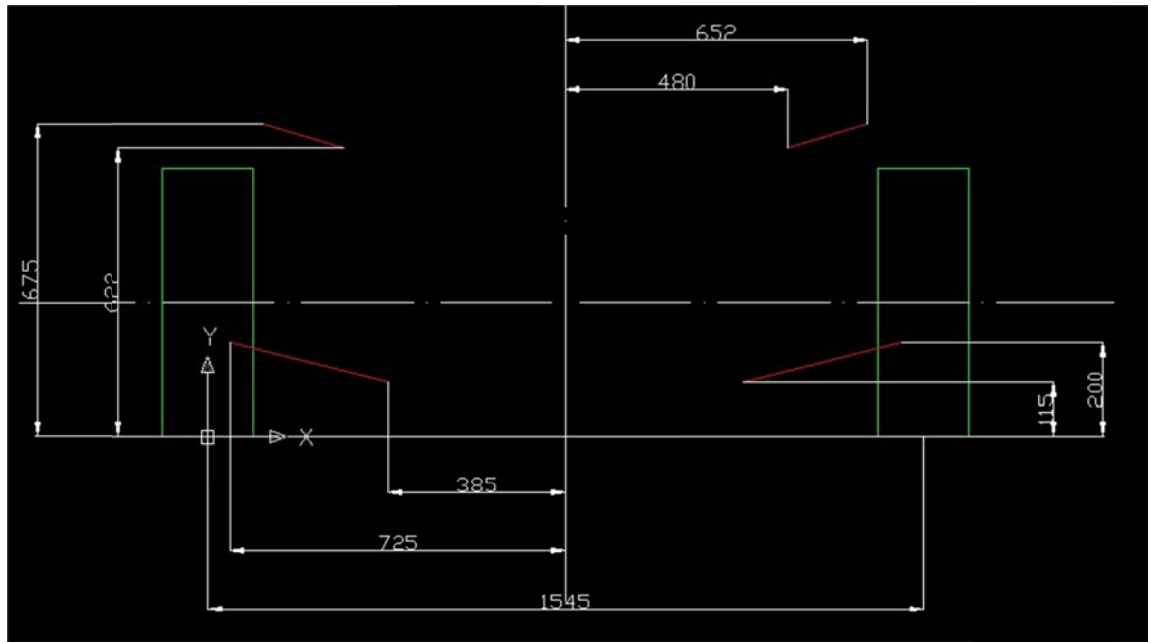


Figura 5.4 – Desenho da suspensão da frente

Onde a vermelho estão representados os braços de suspensão e a verde as rodas.

Para o eixo traseiro (figura 5.5):

- Pontos de ancoragem do braço de suspensão inferior ao *Charriot* - Figura 5.5 A.
- Ponto de ancoragem do braço de suspensão à manga de eixo - Figura 5.5 B.
- Ponto de ancoragem da estrutura do amortecedor à carroçaria - Figura 5.5 C.

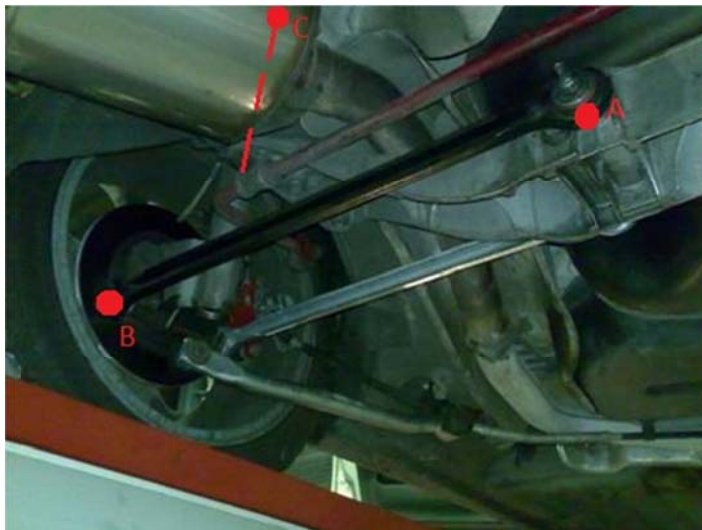


Figura 5.5 – Suspensão traseira

Recorrendo ao *software AutoCad®* para desenhar a suspensão e as respetivas dimensões (figura 5.6):

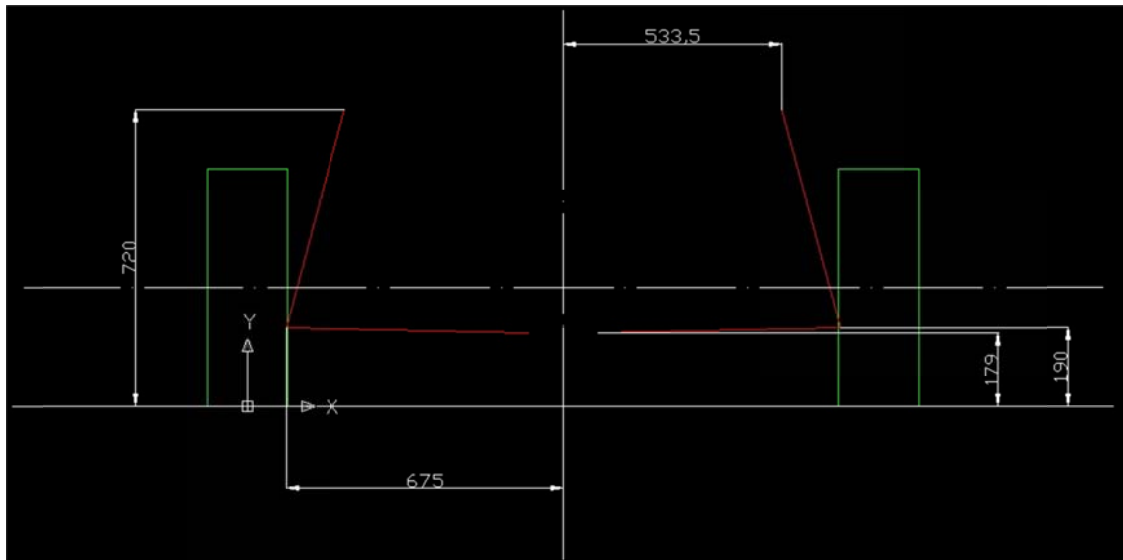


Figura 5.6 – Desenho da suspensão traseira

Onde a vermelho estão representados mais na horizontal os braços de suspensão e mais na vertical o amortecedor.

Na Figura 5.7 e Figura 5.8 está representado o procedimento realizado em *AutoCAD*® para o cálculo do centro de rolamento. No caso da Figura 5, é relativa à geometria do eixo dianteiro. Os Centros Instantâneos (IC) não estão representados porque os braços imaginários são muito compridos.

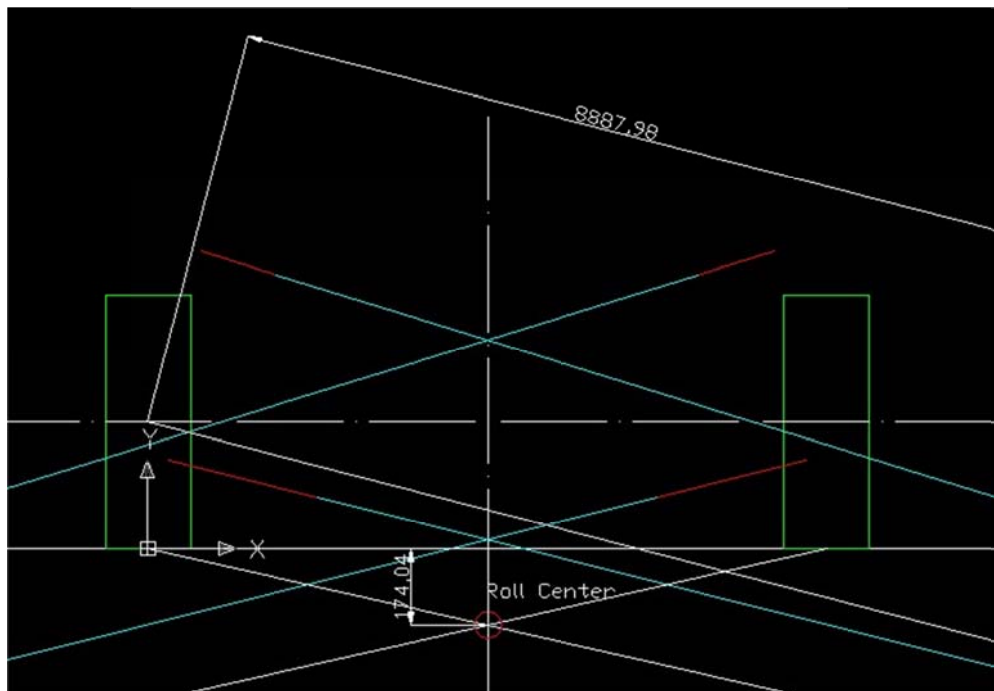
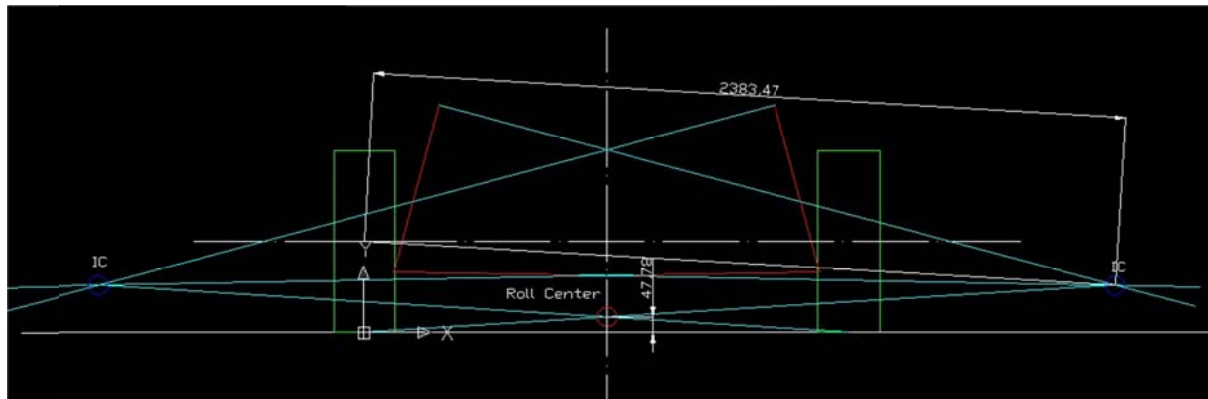


Figura 5.7 – Altura do centro de rolamento da suspensão da frente

Sendo assim, o centro de rolamento do eixo da frente encontra-se a 174,04 mm abaixo da linha do solo.

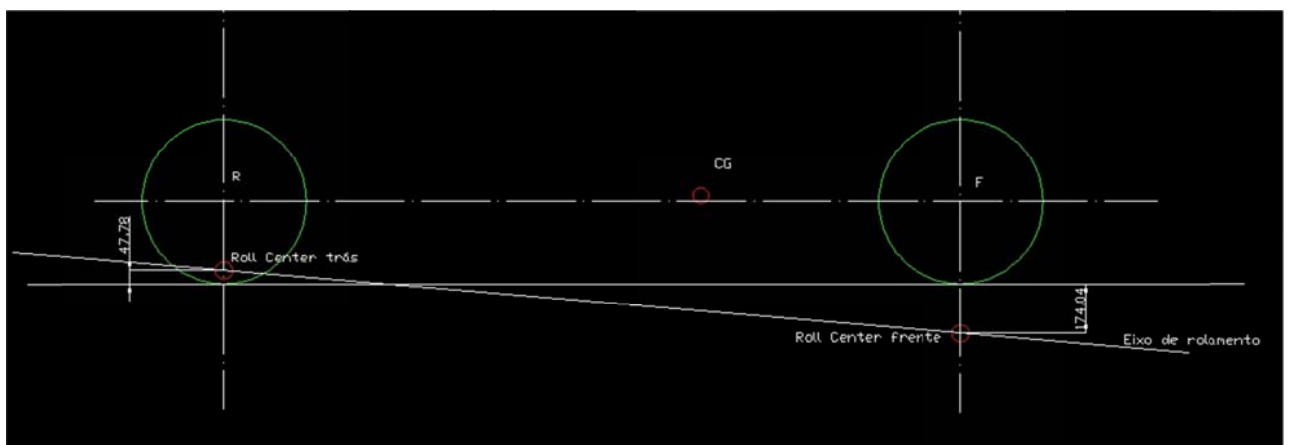
No caso da figura 5.8, é relativa à geometria do eixo traseiro onde estão representados os centros instantâneos IC bem como o centro de rolamento.



**Figura 5.8 – Altura do centro de rolamento da suspensão traseira**

Na suspensão traseira, o centro de rolamento encontra-se a 47,78 mm acima da linha do solo.

Tendo definido os centros de rolamento do eixo traseiro e da frente, podemos proceder ao desenho do eixo de rolamento (figura 5.9):



**Figura 5.9 – Eixo de rolamento**

Na tabela 1 estão representadas as alturas dos centros de rolamento do eixo da frente e traseiro, bem como a taxa de variação de camber.

Tabela 5.3 – Altura do centro de rolamento, comprimento do braço oscilante e taxa de variação de *camber*

	Frente	Trás
Altura do centro de rolamento	-174,04 mm	47,78 mm
Comprimento do braço oscilante	8887 mm	2383,47 mm
Taxa de variação de <i>camber</i>	0,006°/mm	0,024°/mm

## 5.2 Distribuição de Massa

Para a determinação da massa total do veículo foi colocado o veículo no elevador com um ocupante onde se colocaram as balanças por baixo das rodas. De seguida fez-se descer o carro de modo a este ficar totalmente assente nas balanças. Para o cálculo da massa total do carro é necessário fazer a soma dos valores observados nas quatro balanças. Os valores retirados foram:

Frente direita  $W_2$ : 355 kg

Frente esquerda  $W_1$ : 379 kg

Traz direita  $W_4$ : 195 kg

Traz esquerda  $W_3$ : 209 kg

Massa total:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 = 1138 \text{ kg}$$

Massa frente:

$$W_F = W_1 + W_2 = 734 \text{ kg representa } 64,5 \% \text{ da massa total}$$

Massa traz:

$$W_R = W_3 + W_4 = 404 \text{ kg representa } 35,5 \% \text{ da massa total}$$

### 5.2.1 Massas Suspensas e Não Suspensas

Para a determinação das massas não suspensas, foi colocando o veículo no elevador e levantado pela carroçaria. De seguida foram desconectados os amortecedores da carroçaria e fez-se descer o carro até as rodas ficarem assentes nas balanças, uma por roda. Este processo faz com que a massa suspensa fique assente sobre o elevador e a massa não suspensa sobre as balanças. Os valores lidos nas balanças foram:

**Tabela 5.4 – Massas não suspensas**

	Direita	Esquerda	Totais
Frente	51 kg	51 kg	102 kg
Trás	42 kg	42 kg	84 kg
Totais	93 kg	93 kg	186 kg

Para o cálculo da massa suspensa, terá que subtrair à massa total do veículo a sua massa não suspensa:

$$W_S = W - W_{U1} - W_{U2} - W_{U3} - W_{U4} = 952 \text{ kg}$$

### 5.2.2 Centro de gravidade

Para o cálculo do centro de gravidade recorreu-se à nomenclatura descrita anteriormente.

Sendo assim, para o cálculo da localização do centro de gravidade recorreremos às seguintes equações:

$$b = \frac{W_F l}{W} = 1,674 \text{ m}$$

$$a = l - b = 0,921 \text{ m}$$

$$d = \frac{t_F - t_R}{2} = 0,0045 \text{ m}$$

$$y' = \frac{W_2}{W} (t_f - d) - \frac{W_1}{W} d + \frac{W_4 t_R}{W} = 0,742 \text{ m}$$

$$y'' = \frac{W_2}{W} (t_F - d) - \frac{W_1}{W} d + \frac{W_4 t_R}{W} - \frac{t_R}{2} = -0,026 \text{ m}$$

Com estas medidas, a localização horizontal do centro de gravidade está definido, sendo agora o próximo passo a definição da altura deste.

Para achar a altura do centro de gravidade, o carro foi colocado sobre as balanças com a frente levantada. O ângulo  $\theta$  que a este faz com a horizontal é de aproximadamente  $7,33^\circ$ .

Os valores lidos nas balanças com o carro nesta situação foram os seguintes:

Frente direita: 368 kg

Frente esquerda: 348 kg

Traz direita: 178 kg

Traz esquerda: 241 kg

Para o cálculo da altura do CG vem:

$$l_1 = l \cos \theta = 1,298 \text{ m}$$

$$a_1 = \frac{W_R}{W} l \cos \theta = 0,476 \text{ m}$$

$$c = \left( \frac{W_R l}{W} \right) - b = 0,034 \text{ m}$$

$$h_1 = \frac{W_R l - W a}{W \tan \theta} = 0,02 \text{ m}$$

Onde o CG encontra-se à altura de:

$$h = R_L + h_1 = 0,308 \text{ m}$$

Para a localização do centro de gravidade da massa não suspensa também recorreu-se à nomenclatura introduzida anteriormente.

Sendo assim a massa não suspensa da frente e de trás:

$$W_{UF} = W_{U1} + W_{U2} = 102 \text{ kg}$$

$$W_{UR} = W_{U3} + W_{U4} = 84 \text{ kg}$$

$$b_S = \frac{W b - W_{UF} l}{W_S} = 1,72 \text{ kg}$$

$$a_S = l - b_S = 0,87 \text{ m}$$

$$y'_S = \frac{W}{W_S} y' - \frac{W_{UR}}{2W_S} t_R - \frac{W_{UF}}{2W_S} t_F + \frac{W_{UF}}{W_S} d = 0,737 \text{ m}$$

$$y''_S = y'_S - \frac{t_R}{2} = -0,031 \text{ m}$$

Sendo assim, a altura do CG da massa suspensa é:

$$h_S = \frac{W}{W_S} h - \frac{W_{UF}}{W_S} R_{LF} - \frac{W_{UR}}{W_S} R_{LR} = 0,311 \text{ m}$$

### 5.3 Transferência lateral de massa

Para o cálculo da transferência lateral de massa admitimos que o veículo executa uma curva à direita com uma aceleração lateral de por exemplo 1 g.

Neste caso, recorrendo às equações do capítulo 2.11.3. para o cálculo da transferência de massa se o veículo for reduzido a um único eixo, podemos calcular a percentagem de peso que o veículo terá em cada roda:

$$W_L = \frac{W}{2} + \frac{W A_y h}{t} = 796 \text{ kg}$$

Admitindo que o peso do lado esquerdo é metade do peso total do carro, podemos calcular o aumento da carga do lado esquerdo e correspondente diminuição do lado direito que é dado por  $\Delta W$ :

$$\Delta W = W_L - \frac{W}{2} = \frac{W A_y h}{t} = 227 \text{ kg}$$

No caso em estudo, as percentagens do peso total com o carro parado e na horizontal, nas rodas do lado direito e esquerdo são:

$$\% \text{ lado esquerdo} = 51,7 \%$$

$$\% \text{ lado direito} = 48,3 \%$$

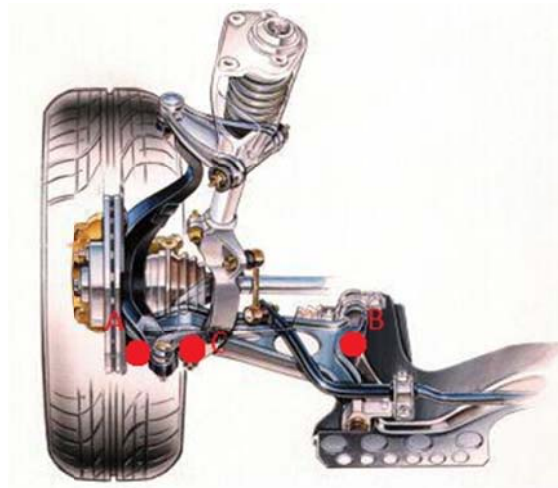
Sendo assim, a transferência lateral de massa total por fração de total de massa LTT:

$$LLT = \frac{A_y h}{t} = 0,2$$

Com isto podemos dizer que as rodas do lado esquerdo, lado de fora da curva, irão transportar:  $0,517 + 0,2 = 0,717$ , ou seja, 71,7 % da carga total do carro em curva;

O lado direito transporta:  $0,483 - 0,2 = 0,283$ , ou seja, 29,3 % da carga total do carro.

Para o cálculo da relação de alavancagem, como foi referido anteriormente, recorreremos às medidas que relacionam o deslocamento da suspensão e da roda como podemos ver na figura 5.10:



**Figura 5.10 – Pontos medidos para cálculo da alavancagem da suspensão da frente**

Distância do ponto A ao ponto B (AB): 340 mm

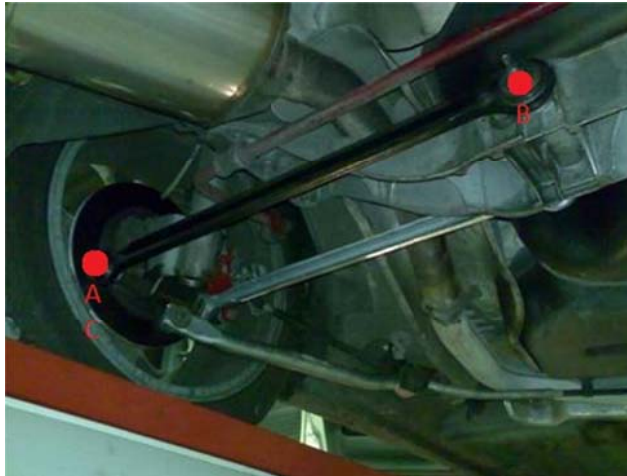
Distância do ponto C ao ponto B (CB): 250 mm

Sendo assim o cálculo da alavancagem ou IR para a suspensão da frente:

$$IR = \frac{AB}{CB} = 1,36$$

Para o cálculo da alavancagem da suspensão traseira recorreremos à mesma fórmula mas com as seguintes medidas (figura 5.11):





**Figura 5.11 – Pontos medidos para o cálculo da suspensão de trás**

Distância do ponto A ao ponto B (AB): 596 mm

Distância do ponto C ao ponto B (CB): 596 mm

Como as medidas são as mesmas, a relação irá dar 1, ou seja:

$$IR = \frac{AB}{CB} = 1$$

Para os cálculos seguintes, recorreremos à tabela 5.5 para escolher qual a frequência natural a adotar,

**Tabela 5.5 – Valores admitidos para o calculo deste metodo [3]**

<b>Ride Frequencies</b>	
Non-aero sedans	1.6-2.0 Hz (with front higher)
Aero cars	3.0-5.0 Hz (with front higher)
<b>Roll Gains</b>	
Sedans	1.0-1.8 deg./g
Aero cars	0.25-0.5 deg./g

Para o calculo do *ride rate* ( $K_{RF}$ ) para a frente temos:

$$K_{RF} = 4\pi^2 \omega_F^2 \frac{m_{SF}}{2} = 45035 \text{ N/m}$$

Onde  $m_S$  refere-se à massa suspensa por eixo e toma o valor de 632 kg e  $\omega_F$  a frequência natural no eixo da frente e toma o valor de 1,9 Hz [3].

Para o calculo do *ride rate* ( $K_{RR}$ ) para trás vem:

$$K_{RR} = 4\pi^2 \omega_R^2 \frac{m_{SR}}{2} = 18255 \text{ N/m}$$

Onde  $m_{SR}$  toma o valor de 320 kg e  $\omega_R$  1,7 Hz [3].

O braço de rolamento do veículo é calculado por:

$$h_{RM} = h_2 = h_S - [Z_F + (Z_R - Z_F)(1 - a_S)] = 0,457 \text{ m}$$

Pela tabela 2.1 podemos ver os valores típicos para os gradientes de rolamento (RG), em que tomamos o valor de 1,5 °/g para o valor do gradiente de rolamento.

Sendo assim o momento de rolamento por g de aceleração lateral vem:

$$\frac{M_\phi}{A_Y} = h_{RM} W_S = 4259 \text{ Nm/g}$$

A rigidez ao rolamento  $K_\phi$ , que vem em radianos por g, é calculada por:

$$K_\phi = \frac{M_\phi / A_Y}{RG} = 2840 \text{ Nm/}^\circ$$

Para o cálculo da transferência lateral de massa por eixo temos para o eixo da frente:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta W_F}{A_Y} &= \frac{W_S}{t_F} \left[ \frac{h_{RM} K_{F'}}{K_{RF} + K_{RR} - W_S h_{RM}} + \frac{l - a_S}{l} z_{WF} \right] = \\ &= \frac{952}{1,545} \left[ \frac{0,434 \times 44747}{45035 + 18255 - 952 \times 0,457} + \frac{2,586 - 0,869}{2,586} \times 0,288 \right] = \\ &= 318 \text{ kg/g} \end{aligned}$$

$$\text{Onde } K_{F'} = K_{RF} - \frac{(l - a_S) W_S h_{RM}}{l} = 45035 - \frac{(2,586 - 0,869) \times 952 \times 0,457}{2,586} = 44747 \text{ N/m}$$

No caso da transferência lateral de massa para o eixo traseiro temos:

$$\begin{aligned}\frac{\Delta W_R}{A_y} &= \frac{W_S}{t_R} \left[ \frac{h_{RM} K_{R'}}{K_{RF} + K_{RR} - W_S h_{RM}} + \frac{a_S}{l} z_{RR} \right] = \\ &= \frac{951}{1,536} \left[ \frac{0,457 \times 18109}{45035 + 18255 - 952 \times 0,457} + \frac{0,869}{2,586} 0,048 \right] = \\ &= 91 \text{ kg/g}\end{aligned}$$

$$\text{Onde } K_{R'} = K_{RR} - \frac{a_S W_S h_{RM}}{l} = 18255 - \frac{0,869 \times 952 \times 0,457}{2,586} = 18109 \text{ N/m}$$

Sendo assim, a distribuição de pesos ao fazer uma curva à direita com uma aceleração de 1 g estão apresentados na tabela 5.6:

**Tabela 5.6 – Distribuição de massas por roda em kg**

	Esquerda	Direita
Frente	684	50
Trás	298,7	104,3

## 5.4 Transferência longitudinal de massa

Para o cálculo da transferência longitudinal de massa iremos recorrer ao caso de o carro esteja a travar, ou seja, com aceleração negativa de 1 g. Isto vai implicar que a carga nos pneus da frente aumente.

Sendo assim, o aumento de carga no eixo dianteiro e correspondente diminuição no eixo traseiro é dado por  $\Delta W_X$ , onde:

$$\Delta W_X = \frac{h}{l} W A_X = 135 \text{ kg}$$

Podemos dizer então que quando o carro trava, com uma desaceleração de 1 g, irá ocorrer um aumento de carga nas rodas da frente de 135 kg e a mesmo valor irá ser retirado às rodas traseiras.

Tabela 5.7 – Distribuição de massas por eixo em travagem

Frente	869,9 kg	76%
Trás	268,1 kg	24%

## 5.5 Barras estabilizadoras

Para o cálculo da rigidez ao rolamento que a barra estabilizadora deve-se, primeiramente calcular o *roll rate* ( $K_{\phi S}$ ), para tal admitimos o  $K_t$  igual a 250000 N/m. Sendo assim para o cálculo de  $K_{\phi S}$  vem:

$$K_{WF} = \frac{K_{RF}K_T}{K_T - K_{RF}} = 54930 \text{ N/m}$$

$$K_{WR} = \frac{K_{RR}K_T}{K_T - K_{RR}} = 19692 \text{ N/m}$$

$$K_{\phi SF} = \frac{K_{RF}t_F^2}{115} = 935 \text{ N.m/}^\circ$$

$$K_{\phi SR} = \frac{(K_{WR} \times t_S^2)(K_T \times t_R^2)}{115(K_{WR}t_S^2 + K_Tt_R^2)} = 294 \text{ N.m/}^\circ$$

$$K_{\phi S} = 935 + 293 = 1229 \text{ N.m/}^\circ$$

Onde  $t_s$  é a distância entre as duas molas e toma o valor de 1,35 m

O *roll rate* da barra estabilizadora é dado por:

$$K_{\phi B} = K_{\phi} - K_{\phi S} = 2840 - 1229 = 1611 \text{ N.m/}^\circ$$

A distribuição de massa entre a frente e traseira com o veículo parado num plano horizontal foi calculada, chegando ao resultado:

- %massa frente: 65%
- %massa trás: 35%

Com isto podemos chegar ao cálculo da Transferência total de massa por g de aceleração:

$$\frac{TLT}{A_Y} = \frac{Wh}{t} = 227 \text{ kg/g}$$

Onde  $t = (t_F + t_R)/2$

Para saber a transferência na frente (FLT) terá que se multiplicar pela percentagem de massa na frente, ou seja,  $227 \times 0,65 = 147 \text{ kg/g}$

Calculando a rigidez ao rolamento da frente temos:

$$\begin{aligned} \frac{FLT}{A_Y} &= \frac{0,1(K_{\phi_F})\phi}{t_F} + \frac{W_{SF}Z_F}{t_F} + \frac{W_{UF}RL_F}{t_F} \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow K_{\phi_F} = 2047 \text{ N.m/}^\circ \end{aligned}$$

A rigidez ao rolamento da barra estabilizadora da frente ( $K_{\phi_{BF}}$ ) é dada por:

$$K_{\phi_{BF}} = K_{\phi_F} - K_{\phi_{SF}} = 2047 - 935 = 1113 \text{ N.m/}^\circ$$

A rigidez ao rolamento da barra estabilizadora de trás ( $K_{\phi_{BR}}$ ) é calculada por:

$$K_{\phi_{BR}} = K_{\phi} - K_{\phi_F} - K_{\phi_{SR}} = 2840 - 2047 - 294 = 498 \text{ N.m/}^\circ$$

## 5.6 Estudo dos travões

Depois de aplicada a força no pedal de travão pelo condutor do automóvel, a sua velocidade irá diminuir numa certa distância e num certo período de tempo. Nas figuras 5.12 e 5.13 está representada a variação da velocidade e da distância de travagem em relação ao tempo, com uma desaceleração de 1 G ( $9,8 \text{ m/s}^2$ ).

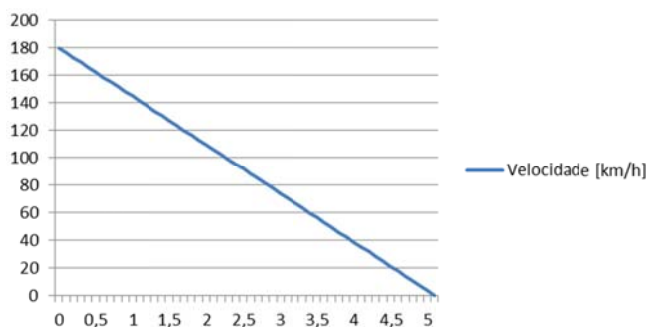


Figura 5.12 – Velocidade vs Tempo para desaceleração de 1 g

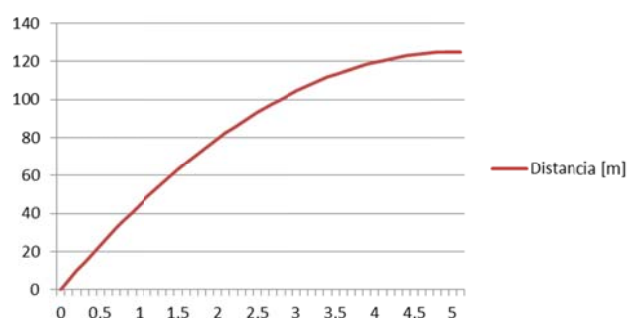


Figura 5.13 – Distância vs Tempo para desaceleração de 1 g

Como forma demonstrativa é apresentado de seguida as curvas de velocidade e distância de travagem em ordem ao tempo para desacelerações de 0,8 g e 1,2 g.

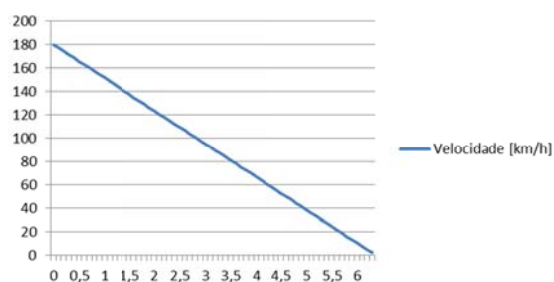


Figura 5.14 – Velocidade vs Tempo para 0,8 g de desaceleração

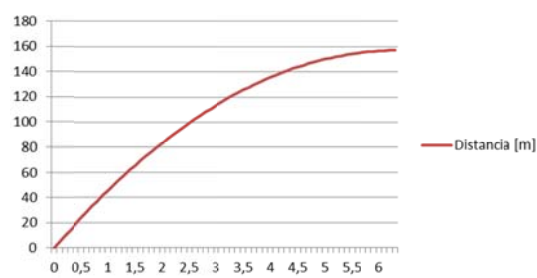
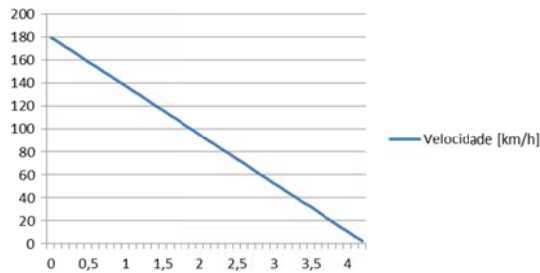
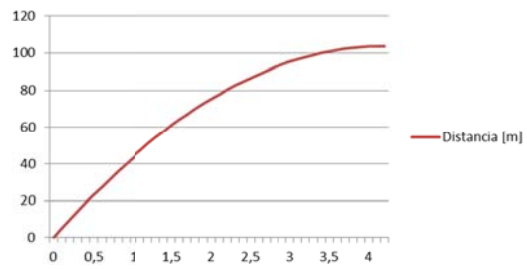


Figura 5.15 – Distância vs Tempo para 0,8 g de desaceleração



**Figura 5.16 – Velocidade vs Tempo para 1,2 g de desaceleração**



**Figura 5.17 – Distancia vs Tempo para 1,2 g de desaceleração**

Através da análise das figuras 5.12 e 5.13, verificamos que para o automóvel travar até uma velocidade de 80 km/h com uma desaceleração de 1 g, serão necessários aproximadamente três segundos, enquanto que para parar totalmente serão necessários um pouco mais que cinco segundos.

### 5.6.1 Estudo térmico

Os discos da frente apresentam um diâmetro ( $D$ ) de 281 mm e uma espessura ( $t$ ) de 15 mm, sendo estes fabricados em ferro fundido com uma massa volúmica  $\rho$  de 7860 kg/m<sup>3</sup>, condutibilidade térmica  $k$  de 52,9 W/m.K e um calor específico  $c_p$  de 486 J/kg.K.

Admitir que o veículo circula a uma velocidade de 180 km/h (50 m/s) e trava até à velocidade de 80 km/h (22,22 m/s). A energia cinética é convertida em calor devido à força de atrito entre as pastilhas de travagem e o disco.

De seguida é calculada a temperatura a que o disco de travão da frente chega.

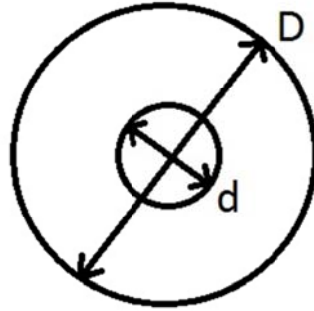
Sendo assim será necessário o cálculo da energia cinética que o disco terá de “absorver”:

$$E_{cinetica} = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2} \times 1137 \times (50^2 - 22,22^2) = 1.140 \text{ kJ}$$

Como foi mostrado anteriormente, a travagem dá-se 76% pelos discos da frente, podemos chegar à energia “absorvida” por um disco da frente:

$$E_{CF} = \frac{0,76 \times E_{cinetica}}{2} = 433 \text{ kJ}$$

Com as dimensões do disco, podemos calcular a área de superfície que irá contabilizar nas perdas de calor por convecção forçada. Sendo assim, a superfície de contacto entre o calço e o disco de travão é de aproximadamente 57 mm [19], onde:



**Figura 5.18 – Nomenclatura disco de travão**

$$D = 0,281 \text{ m}$$

$$d = 0,167 \text{ m}$$

Posto isto é possível calcular o valor do volume de material que entra para o cálculo:

$$V_{Disco} = \left( \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \right) \times t = \left( \frac{\pi \times (0,281^2 - 0,167)}{4} \right) \times 0,015 = 0,0006 \text{ m}^3$$

Posto isto, podemos calcular a massa de material do disco sujeita a convecção forçada através do produto entre o volume e massa volúmica:

$$m_{Disco} = V_{Disco} \times \rho = 4,7 \text{ kg}$$

Ao fazer o produto entre o calor específico e a massa do disco, pode-se chegar à quantidade de energia que o disco absorve para fazer aumentar um kelvin ( $E_K$ ).

$$E_K = cp \times m_{Disco} = 2298 \text{ J/K}$$

Com isto, e considerando que o disco está à temperatura ambiente de 20°C, podemos chegar ao valor da temperatura atingida no disco da frente:

$$T_{disco} = \left( \frac{E_{CF}}{E_K} \right) + T_{amb} = 209 \text{ °C}$$



Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor  $h$ , foi necessário retirar o valor das características do ar para temperatura de filme [18], sendo elas:

$$T_{filme} = \frac{T_s + T_{\infty}}{2} = 114^{\circ}\text{C}$$

$\rho = 0,9111 \text{ kg/m}^3$
$k = 0,0322 \text{ W/m.K}$
$\mu = 2,2381 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$
$C_p = 1,0127 \text{ kJ/kgK}$
$Pr = 0,7033$

Com as propriedades do ar e admitindo que o escoamento de ar sobre o disco se dá à velocidade que o automóvel circula (neste estudo a 80 km/h), podemos calcular o valor do *Reynolds*:

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} = \frac{1,0086 \times 22,2222 \times 0,281}{2,0746 \times 10^{-5}} = 254.211$$

Pela análise do valor do número de *Reynolds* podemos dizer que o escoamento será no regime laminar pois o valor crítico de transição para regime turbulento é  $Re=5 \times 10^5$ .

Posto isto, podemos calcular o valor de *Nusselt* médio para toda a superfície através de:

$$Nu = \frac{hd}{k} = 0,664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \text{ para } Pr \geq 0,5$$

$$Nu = 0,664 \times 254211^{1/2} \times 0,7033^{1/3} = 298$$

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor  $h$  vem:

$$h = \frac{Nuk}{d} = \frac{298 \times 0,0322}{0,281} = 34 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Para o cálculo da temperatura do disco ao fim de  $t$  segundos ( $T(t)$ ) recorreremos à seguinte fórmula de transferência de calor:

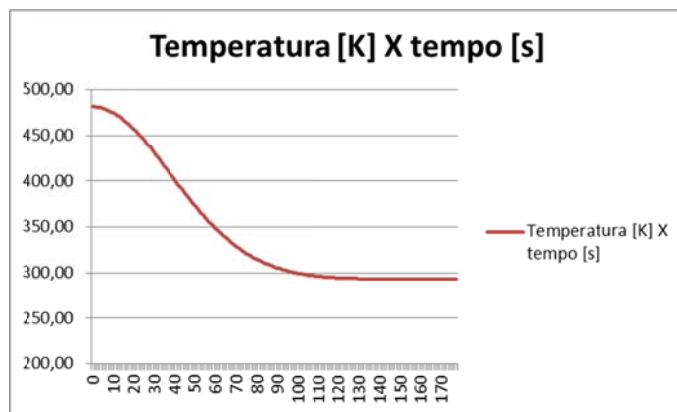
$$\frac{T(t) - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}} = e^{-bt}$$

Onde  $b = \frac{hA}{\rho V c_p} = 0,000667 \text{ s}^{-1}$

Resolvendo em ordem a  $T(t)$  vem:

$$T(t) = (e^{-bt}T_i - e^{-bt}T_{\infty}) + T_{\infty}$$

Fazendo sucessivas iterações desta equação até que a temperatura do disco atinja a temperatura ambiente chegamos à tabela B.1 e respetiva figura 5.19:



**Figura 5.19 – Gráfico de arrefecimento em ordem ao tempo**

Depois da análise da tabela B.1 e da figura 5.19, é demonstrado que o tempo de arrefecimento do disco de travão simples até à temperatura ambiente é muito elevado, cerca de 178 segundos, ou seja, aproximadamente 3 minutos.

Visto que neste trabalho só foi abordado uma travagem e a transformação de toda essa energia em calor, não foi considerado quando o faz varias travagens consecutivas, não deixando arrefecer o disco de travão, levando a que o disco atinja temperaturas muito mais elevadas que as consideradas neste trabalho

## 6 Conclusões

Este capítulo pretende abordar as conclusões retiradas acerca dos resultados obtidos ao longo deste relatório.

O estudo de um sistema de suspensão de um automóvel já existente mostra-se um trabalho bastante complexo e demorado, obrigando a um conhecimento muito profundo sobre o assunto pois é necessário efetuar diversas simplificações e atribuir valores a variados parâmetros.

Sendo assim, é de enorme importância que à medida que o estudo decorre, sejam feitas confirmações dos resultados através de testes em pista

Para melhorar a *performance* do Alfa Romeo 156 1.8 TS, seria necessário efetuar algumas alterações, quer num sistema de ajuste do ângulo de *camber*, quer num sistema de travões de discos ventilados, o que acarretaria um aumento exponencial dos custos para uma ligeira melhoria na *performance* do carro.

A distribuição de massas sobre o eixo dianteiro é cerca de 65 % da massa total do carro, o que irá prejudicar o comportamento em curva do carro uma vez que aumenta grandemente a carga nas rodas da frente, que provocará um comportamento de subviragem ao carro.

Para melhorar o sistema de travagem, poder-se-ia adotar por umas jantes com melhor escoamento de ar, ou mesmo canalizar o ar diretamente para os discos de travão, de modo a que o arrefecimento dos mesmos seja acelerado.

Hoje em dia existem poderosas ferramentas para o estudo do comportamento dinâmico, capaz de simular situações reais bem como dar resultados quantitativos de modo a verificar diferentes soluções a adotar.

A adaptação de um veículo quotidiano para um de competição mostra-se um processo que requer bastante empenho e que com o conhecimento adequado pode-se criar um carro de competição bastante competitivo e que com certeza dará um troféu muito entusiasmante.

## 7 Referencias

- [1] – [http://www.testdrive.pt/desporto/velocidade\\_detalhe.php?Id=5987](http://www.testdrive.pt/desporto/velocidade_detalhe.php?Id=5987)
- [2] – <http://www.camminho.com/camsite/pt/noticias/automobilismo/186-corridas-animadas-e-disputadas-no-desafio-feup-em-braga.html>
- [3] – **MILLIKEN, William F. e MILLIKEN, Douglas L.** *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale, PA : SAE, 1995
- [4] – MAXIMO, Luiz. *Tese de mestrado*. Estudo do Comportamento Dinâmico de um Veículo de Passageiros em Manobras de *Handling*
- [5] – [http://www.circletrack.com/techarticles/general/139\\_0304\\_stock\\_car\\_industry\\_leading\\_technology/index.html](http://www.circletrack.com/techarticles/general/139_0304_stock_car_industry_leading_technology/index.html)
- [6] – [http://file.upi.edu/Direktori/FPTK/JUR.\\_PEND.\\_TEKNIK\\_MESIN/197611162005011RIDWAN\\_ADAM\\_MUHAMAD\\_NOOR/Teknologi\\_Sepeda\\_Motor/suspension\\_bible.html#](http://file.upi.edu/Direktori/FPTK/JUR._PEND._TEKNIK_MESIN/197611162005011RIDWAN_ADAM_MUHAMAD_NOOR/Teknologi_Sepeda_Motor/suspension_bible.html#)
- [7] – <http://www.hllocadora.com.br/dicas.html>
- [8] – <http://bestcars.uol.com.br/tecprep/susp-2.htm>
- [9] – <http://www.niagara.com.br/v2/comercial/firestone01.htm>
- [10] – <http://www.bttgps.com/travoes/>
- [11] – <http://www.montenegrodistribuidora.com.br/produto.asp>
- [12] – [http://www.autotni.com.br/#/flog/label/image-disco-de-freio-alfa-romeo-gtv-spider-95/montadoras/alfa-romeo/spider\\$Id=104218&c=1315918978416](http://www.autotni.com.br/#/flog/label/image-disco-de-freio-alfa-romeo-gtv-spider-95/montadoras/alfa-romeo/spider$Id=104218&c=1315918978416)
- [13] – <http://www.minipricept.com/loja/1852-disco-de-travao-84-para-pincas-de-4-pistons-ventilado.html>
- [14] – <http://www.minipricept.com/loja/296-disco-de-travao-84q---perfurado-e-rasurado-nao-ventilado-o-par.html>
- [15] – [http://marcoscassiano.com/eng/attachments/310\\_desempenho\\_freios\\_trens.pdf](http://marcoscassiano.com/eng/attachments/310_desempenho_freios_trens.pdf)
- [16] – [http://www.autotitre.com/fiche-technique/Alfa\\_Romeo/156/1.8\\_TS](http://www.autotitre.com/fiche-technique/Alfa_Romeo/156/1.8_TS)
- [17] – <http://www.camminho.com/camsite/pt/pistas/pista-de-velocidade.html>
- [18] – Heat Transfer, Chapman, A.J. Maxwell McMillan International Editions
- [19] – [http://www.mister-auto.pt/pt/trav-es-de-disco\\_lf56.html](http://www.mister-auto.pt/pt/trav-es-de-disco_lf56.html)

## 8 Bibliografia

MILLIKEN, William F. e MILLIKEN, Douglas L. *Race Car Vehicles Dynamics*. Warrendale, PA: SAE. 1995

VALKENBURGH, Paul Van. *Race Car Engineering & Mechabics*. Seal Beach Calif.: HP Books, 2000

SMITH, Carroll. *Engineer To Win*. Oseloa: MBI, 1984.

SMITH, Carroll. *Tune To Win*. Fallbrook: Aero Publishers, 1978.

GILLESPIE, Thomas D. *Fundamentals of Vehucles Dynamics*. Warrendale: SAE, inc., 1992.

DIXON, John C. *Tires, Suspension and Handling*. London: Arnold, 1992.



# Anexos

## A. Variação da velocidade e da distância de travagem com a desaceleração

Tabela A.1 – Variação da velocidade e distância de travagem em ordem ao tempo para 1 g de desaceleração

Tempo [s]	Desaceleração [ $\text{m/s}^2$ ]	Velocidade [ $\text{km/h}$ ]	Velocidade [ $\text{m/s}$ ]	Distancia [m]
0	0	180	50	0
0,1	9,8	176,472	49,02	4,902
0,2	9,8	172,944	48,04	9,706
0,3	9,8	169,416	47,06	14,412
0,4	9,8	165,888	46,08	19,02
0,5	9,8	162,36	45,1	23,53
0,6	9,8	158,832	44,12	27,942
0,7	9,8	155,304	43,14	32,256
0,8	9,8	151,776	42,16	36,472
0,9	9,8	148,248	41,18	40,59
1	9,8	144,72	40,2	44,61
1,1	9,8	141,192	39,22	48,532
1,2	9,8	137,664	38,24	52,356
1,3	9,8	134,136	37,26	56,082
1,4	9,8	130,608	36,28	59,71
1,5	9,8	127,08	35,3	63,24
1,6	9,8	123,552	34,32	66,672



1,7	9,8	120,024	33,34	70,006
1,8	9,8	116,496	32,36	73,242
1,9	9,8	112,968	31,38	76,38
2	9,8	109,44	30,4	79,42
2,1	9,8	105,912	29,42	82,362
2,2	9,8	102,384	28,44	85,206
2,3	9,8	98,856	27,46	87,952
2,4	9,8	95,328	26,48	90,6
2,5	9,8	91,8	25,5	93,15
2,6	9,8	88,272	24,52	95,602
2,7	9,8	84,744	23,54	97,956
2,8	9,8	81,216	22,56	100,212
2,9	9,8	77,688	21,58	102,37
3	9,8	74,16	20,6	104,43
3,1	9,8	70,632	19,62	106,392
3,2	9,8	67,104	18,64	108,256
3,3	9,8	63,576	17,66	110,022
3,4	9,8	60,048	16,68	111,69
3,5	9,8	56,52	15,7	113,26
3,6	9,8	52,992	14,72	114,732
3,7	9,8	49,464	13,74	116,106

3,8	9,8	45,936	12,76	117,382
3,9	9,8	42,408	11,78	118,56
4	9,8	38,88	10,8	119,64
4,1	9,8	35,352	9,82	120,622
4,2	9,8	31,824	8,84	121,506
4,3	9,8	28,296	7,86	122,292
4,4	9,8	24,768	6,88	122,98
4,5	9,8	21,24	5,9	123,57
4,6	9,8	17,712	4,92	124,062
4,7	9,8	14,184	3,94	124,456
4,8	9,8	10,656	2,96	124,752
4,9	9,8	7,128	1,98	124,95
5	9,8	3,6	1	125,05
5,1	9,8	0,072	0,02	125,052

**Tabela A.2 – Variação da velocidade e distância de travagem em ordem ao tempo para 0,8 g de desaceleração**

Tempo [s]	Desaceleração [m/s <sup>2</sup> ]	Velocidade [km/h]	Velocidade [m/s]	Distancia [m]
0	0	180	50	0
0,1	7,84	177,1776	49,216	4,9216
0,2	7,84	174,3552	48,432	9,7648
0,3	7,84	171,5328	47,648	14,5296

0,4	7,84	168,7104	46,864	19,216
0,5	7,84	165,888	46,08	23,824
0,6	7,84	163,0656	45,296	28,3536
0,7	7,84	160,2432	44,512	32,8048
0,8	7,84	157,4208	43,728	37,1776
0,9	7,84	154,5984	42,944	41,472
1	7,84	151,776	42,16	45,688
1,1	7,84	148,9536	41,376	49,8256
1,2	7,84	146,1312	40,592	53,8848
1,3	7,84	143,3088	39,808	57,8656
1,4	7,84	140,4864	39,024	61,768
1,5	7,84	137,664	38,24	65,592
1,6	7,84	134,8416	37,456	69,3376
1,7	7,84	132,0192	36,672	73,0048
1,8	7,84	129,1968	35,888	76,5936
1,9	7,84	126,3744	35,104	80,104
2	7,84	123,552	34,32	83,536
2,1	7,84	120,7296	33,536	86,8896
2,2	7,84	117,9072	32,752	90,1648
2,3	7,84	115,0848	31,968	93,3616
2,4	7,84	112,2624	31,184	96,48

2,5	7,84	109,44	30,4	99,52
2,6	7,84	106,6176	29,616	102,4816
2,7	7,84	103,7952	28,832	105,3648
2,8	7,84	100,9728	28,048	108,1696
2,9	7,84	98,1504	27,264	110,896
3	7,84	95,328	26,48	113,544
3,1	7,84	92,5056	25,696	116,1136
3,2	7,84	89,6832	24,912	118,6048
3,3	7,84	86,8608	24,128	121,0176
3,4	7,84	84,0384	23,344	123,352
3,5	7,84	81,216	22,56	125,608
3,6	7,84	78,3936	21,776	127,7856
3,7	7,84	75,5712	20,992	129,8848
3,8	7,84	72,7488	20,208	131,9056
3,9	7,84	69,9264	19,424	133,848
4	7,84	67,104	18,64	135,712
4,1	7,84	64,2816	17,856	137,4976
4,2	7,84	61,4592	17,072	139,2048
4,3	7,84	58,6368	16,288	140,8336
4,4	7,84	55,8144	15,504	142,384
4,5	7,84	52,992	14,72	143,856

4,6	7,84	50,1696	13,936	145,2496
4,7	7,84	47,3472	13,152	146,5648
4,8	7,84	44,5248	12,368	147,8016
4,9	7,84	41,7024	11,584	148,96
5	7,84	38,88	10,8	150,04
5,1	7,84	36,0576	10,016	151,0416
5,2	7,84	33,2352	9,232	151,9648
5,3	7,84	30,4128	8,448	152,8096
5,4	7,84	27,5904	7,664	153,576
5,5	7,84	24,768	6,88	154,264
5,6	7,84	21,9456	6,096	154,8736
5,7	7,84	19,1232	5,312	155,4048
5,8	7,84	16,3008	4,528	155,8576
5,9	7,84	13,4784	3,744	156,232
6	7,84	10,656	2,96	156,528
6,1	7,84	7,8336	2,176	156,7456
6,2	7,84	5,0112	1,392	156,8848
6,3	7,84	2,1888	0,608	156,9456

**Tabela A.3 – Variação da velocidade e distância de travagem em ordem ao tempo para 1,2 g de desaceleração**

Tempo [s]	Desaceleração [m/s <sup>2</sup> ]	Velocidade [km/h]	Velocidade [m/s]	Distancia [m]
0	0	180	50	0
0,1	11,76	175,7664	48,824	4,8824
0,2	11,76	171,5328	47,648	9,6472
0,3	11,76	167,2992	46,472	14,2944
0,4	11,76	163,0656	45,296	18,824
0,5	11,76	158,832	44,12	23,236
0,6	11,76	154,5984	42,944	27,5304
0,7	11,76	150,3648	41,768	31,7072
0,8	11,76	146,1312	40,592	35,7664
0,9	11,76	141,8976	39,416	39,708
1	11,76	137,664	38,24	43,532
1,1	11,76	133,4304	37,064	47,2384
1,2	11,76	129,1968	35,888	50,8272
1,3	11,76	124,9632	34,712	54,2984
1,4	11,76	120,7296	33,536	57,652
1,5	11,76	116,496	32,36	60,888
1,6	11,76	112,2624	31,184	64,0064
1,7	11,76	108,0288	30,008	67,0072
1,8	11,76	103,7952	28,832	69,8904

1,9	11,76	99,5616	27,656	72,656
2	11,76	95,328	26,48	75,304
2,1	11,76	91,0944	25,304	77,8344
2,2	11,76	86,8608	24,128	80,2472
2,3	11,76	82,6272	22,952	82,5424
2,4	11,76	78,3936	21,776	84,72
2,5	11,76	74,16	20,6	86,78
2,6	11,76	69,9264	19,424	88,7224
2,7	11,76	65,6928	18,248	90,5472
2,8	11,76	61,4592	17,072	92,2544
2,9	11,76	57,2256	15,896	93,844
3	11,76	52,992	14,72	95,316
3,1	11,76	48,7584	13,544	96,6704
3,2	11,76	44,5248	12,368	97,9072
3,3	11,76	40,2912	11,192	99,0264
3,4	11,76	36,0576	10,016	100,028
3,5	11,76	31,824	8,84	100,912
3,6	11,76	27,5904	7,664	101,6784
3,7	11,76	23,3568	6,488	102,3272
3,8	11,76	19,1232	5,312	102,8584
3,9	11,76	14,8896	4,136	103,272

4	11,76	10,656	2,96	103,568
4,1	11,76	6,4224	1,784	103,7464
4,2	11,76	2,1888	0,608	103,8072

## B. Tempo de arrefecimento do disco

**Tabela B.1 – Tempo de arrefecimento do disco**

Tempo [s]	Temperatura fluido [K]	Temperatura disco [K]
0	293,15	481,71
1	293,15	481,59
2	293,15	481,34
3	293,15	480,96
4	293,15	480,46
5	293,15	479,84
6	293,15	479,09
7	293,15	478,23
8	293,15	477,24
9	293,15	476,14
10	293,15	474,93
11	293,15	473,60
12	293,15	472,16
13	293,15	470,62



14	293,15	468,97
15	293,15	467,22
16	293,15	465,37
17	293,15	463,43
18	293,15	461,40
19	293,15	459,29
20	293,15	457,09
21	293,15	454,81
22	293,15	452,45
23	293,15	450,03
24	293,15	447,54
25	293,15	444,99
26	293,15	442,38
27	293,15	439,72
28	293,15	437,01
29	293,15	434,26
30	293,15	431,46
31	293,15	428,63
32	293,15	425,77
33	293,15	422,89
34	293,15	419,98

35	293,15	417,06
36	293,15	414,12
37	293,15	411,17
38	293,15	408,22
39	293,15	405,27
40	293,15	402,32
41	293,15	399,38
42	293,15	396,44
43	293,15	393,53
44	293,15	390,63
45	293,15	387,75
46	293,15	384,89
47	293,15	382,06
48	293,15	379,26
49	293,15	376,49
50	293,15	373,76
51	293,15	371,07
52	293,15	368,41
53	293,15	365,80
54	293,15	363,23
55	293,15	360,71

56	293,15	358,24
57	293,15	355,81
58	293,15	353,43
59	293,15	351,11
60	293,15	348,84
61	293,15	346,62
62	293,15	344,45
63	293,15	342,34
64	293,15	340,29
65	293,15	338,29
66	293,15	336,35
67	293,15	334,46
68	293,15	332,63
69	293,15	330,86
70	293,15	329,14
71	293,15	327,47
72	293,15	325,87
73	293,15	324,31
74	293,15	322,81
75	293,15	321,37
76	293,15	319,97

77	293,15	318,63
78	293,15	317,34
79	293,15	316,10
80	293,15	314,91
81	293,15	313,76
82	293,15	312,67
83	293,15	311,62
84	293,15	310,61
85	293,15	309,65
86	293,15	308,73
87	293,15	307,85
88	293,15	307,02
89	293,15	306,22
90	293,15	305,46
91	293,15	304,73
92	293,15	304,04
93	293,15	303,39
94	293,15	302,77
95	293,15	302,18
96	293,15	301,62
97	293,15	301,09

98	293,15	300,59
99	293,15	300,11
100	293,15	299,66
101	293,15	299,24
102	293,15	298,84
103	293,15	298,46
104	293,15	298,10
105	293,15	297,77
106	293,15	297,45
107	293,15	297,16
108	293,15	296,88
109	293,15	296,62
110	293,15	296,37
111	293,15	296,14
112	293,15	295,93
113	293,15	295,73
114	293,15	295,54
115	293,15	295,36
116	293,15	295,20
117	293,15	295,04
118	293,15	294,90

119	293,15	294,77
120	293,15	294,64
121	293,15	294,53
122	293,15	294,42
123	293,15	294,32
124	293,15	294,23
125	293,15	294,14
126	293,15	294,06
127	293,15	293,99
128	293,15	293,92
129	293,15	293,86
130	293,15	293,80
131	293,15	293,74
132	293,15	293,69
133	293,15	293,65
134	293,15	293,60
135	293,15	293,57
136	293,15	293,53
137	293,15	293,50
138	293,15	293,47
139	293,15	293,44

140	293,15	293,41
141	293,15	293,39
142	293,15	293,37
143	293,15	293,35
144	293,15	293,33
145	293,15	293,31
146	293,15	293,30
147	293,15	293,28
148	293,15	293,27
149	293,15	293,26
150	293,15	293,25
151	293,15	293,24
152	293,15	293,23
153	293,15	293,22
154	293,15	293,22
155	293,15	293,21
156	293,15	293,20
157	293,15	293,20
158	293,15	293,19
159	293,15	293,19
160	293,15	293,19

161	293,15	293,18
162	293,15	293,18
163	293,15	293,18
164	293,15	293,17
165	293,15	293,17
166	293,15	293,17
167	293,15	293,17
168	293,15	293,16
169	293,15	293,16
170	293,15	293,16
171	293,15	293,16
172	293,15	293,16
173	293,15	293,16
174	293,15	293,16
175	293,15	293,16
176	293,15	293,16
177	293,15	293,16
178	293,15	293,15